THESE

présentée

A LA FACULTÉ DES SCIENCES

DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

pour obtenir

LE TITRE DE DOCTEUR-INGENIEUR

par

André DELRIEU

APPLICATION DES POMPES A CHALEUR A LA RÉALISATION D'ENCEINTES CLIMATIQUES

Deuxième Thèse

Propositions données par la Faculté.

Soutenues le 23 NOV. 1966 devant la Commission d'Examen

Jury MM. R. SIESTRUNCK
R. VYCHNIEVSKY
R. COMOLET

O. R. S. T. O. M.
PARIS

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41544324_0017

André DELRIEU

APPLICATION DES POMPES A CHALEUR A LA RÉALISATION D'ENCEINTES CLIMATIQUES

INTRODUCTION - Le problème des essais de tropicalisation et les solutions existantes

Les différents facteurs de corrosion dont l'ensemble constitue les climats tropicaux sont : la température, l'humidité, le rayonnement, les facteurs biologiques, etc. .

En vue de pouvoir contrôler si la protection du matériel contre ces divers facteurs de corrosion est bien efficace, pour ne pas perdre de temps et avoir des renseignements immédiatement utilisables on est amené à réaliser des enceintes dans lesquelles on simule les atmosphères naturelles.

Dans les chambres climatiques actuellement existantes au laboratoire de St-Cyr on a été conduit à considérer seulement deux types de climats comme étant les plus nocifs pour le matériel : d'une part le climat très chaud et sec et d'autre part le climat chaud et humide de forêt.

L'équipement technique en est assez semblable à une installation de conditionnement d'air classique fonctionnant en cycle fermé. La capacité des chambres permet d'y introduire du matériel de grande dimension.

Cependant ces chambres ne sont pas sans améliorations souhaitables en particulier il a paru possible de substituer au chauffage par résistance utilisé, un chauffage basé sur le principe de la pompe à chaleur moyennant quelques aménagements. Ce mode de chauffage serait plus économique d'exploitation et résoudrait en même temps le problème de la déshumidification de l'air et des baisses rapides en température.

I - IDÉES DE BASE EN VUE DE L'UTILISATION DE LA POMPE A CHALEUR

1 - Pompe à chaleur à gaz non condensables
2 - Pompe à chaleur à air avec régénération
3 - Pompe à chaleur à vapeurs condensables
4 - Production simultanée de chaleur et de froid
    a - machines à vapeurs condensables
    b - machines à gaz non condensables
5 - Pompe à chaleur à absorption
6 - Choix du procédé à employer pour le problème envisagé
7 - Exemples d'installations existantes
8 - Nécessité de modification en vue d'augmenter la souplesse.

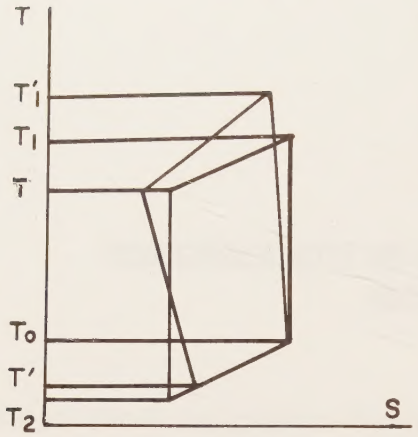


Figure 1

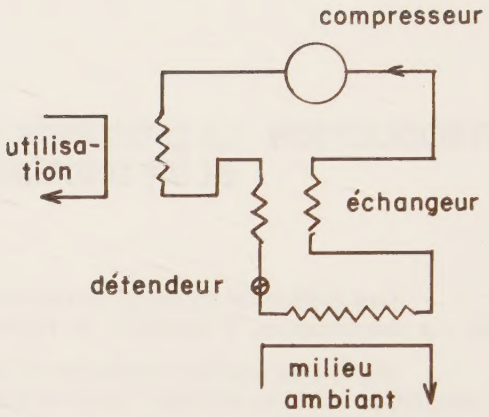


Figure 2

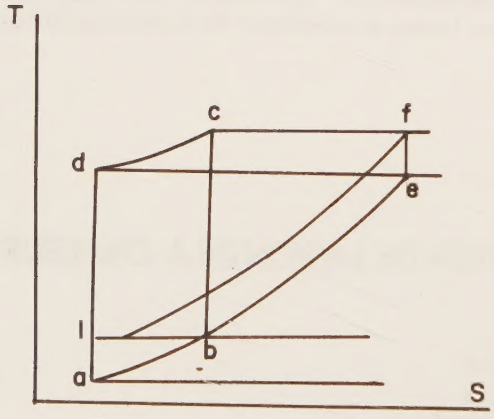


Figure 3

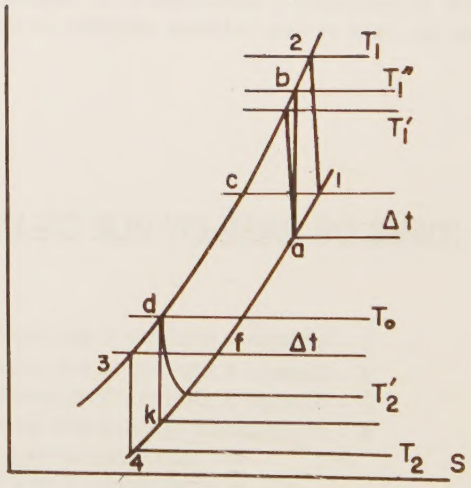


Figure 4

UNIV.
LEIDEN
BIBL.

1 - POMPE A CHALEUR A GAZ NON CONDENSABLES

Dans ce cas, l'installation se compose par exemple d'un compresseur dans lequel est introduit l'air, qu'on comprime, d'un échangeur dans la partie qui nous intéresse pour le chauffage thermodynamique, d'un détendeur et d'un échangeur dans lequel le gaz froid est réchauffé par le milieu ambiant.

Cherchons le cycle optimal à employer pour avoir le meilleur coefficient d'effet thermique.

Caractérisons la détente réelle (figure 1) par

$$\alpha_1 = \frac{T - T'}{T - T_2}.$$

dans cette expression T' est la température réelle de fin de détente. De même la compression réelle sera caractérisée par

$$\alpha_2 = \frac{T_1 - T_o}{T'_1 - T_o}$$

Dans ce cas la production de chaleur réelle est égale à

$$c' (T'_1 - T) = c' \left[\frac{1}{\alpha_2} (T_1 - T_o) + T_o - T \right]$$

et finalement on a pour le coefficient d'effet thermique

$$\mu = \frac{T_o - T + \frac{1}{\alpha_2} (T_1 - T_o)}{\frac{T_1 - T_o}{\alpha_2} - \alpha_1 (T - T_2)}$$

ou encore

$$\mu = \frac{\frac{T_0 - T}{T_1 - T_0} + \frac{1}{\alpha_2}}{\frac{1}{\alpha_2} - \alpha_1 \frac{T}{T_1}}$$

Dérivons cette expression par rapport à T_1 et égalons la à 0 pour avoir le maximum, on arrivera finalement à l'équation

$$T_1^2 \left(\frac{T - T_0}{T} - \alpha_1 \right) + T_1 (2 \alpha_1 T_0) + \alpha_1 \alpha_2 T_0 (T_0 - T) - \alpha_1 T_0^2 = 0$$

la résolution de cette équation par rapport à T_1 détermine ainsi le cycle optimum tous les autres paramètres étant fixés. On voit donc que la connaissance de α_1 et α_2 permet de trouver la température optimale du cycle de la pompe à chaleur à gaz non condensable. Le rapport α_1 / α_2 est du reste un bon moyen de caractériser les pertes liées aux irréversibilités internes du cycle inverse et de classifier les fluides employés. Toutes choses égales par ailleurs, il se trouve que pour l'air le rapport des travaux de compression et de détente est beaucoup plus élevé que pour d'autres substances, par exemple l'ammoniac, le CO^2 ; c'est ce qui fait que malgré ses avantages de non toxicité et de prix de revient, la pompe à chaleur à air n'est plus employée, tout au moins sous cette forme.

Nous allons voir que le principe de la régénération permet d'élever beaucoup le rendement thermodynamique de telles installations.

2 - POMPES A CHALEUR A AIR AVEC RÉGÉNÉRATION

Dans le schéma représenté sur la figure 2, l'air après avoir été comprimé dans le compresseur, passe dans un échangeur où il perd sa chaleur et la transmet au fluide utilisé pour le chauffage, puis il passe dans un autre échangeur avant d'être détendu et il cède sa chaleur à l'air qui va être admis au compresseur après passage dans l'échangeur où l'air détendu et froid est réchauffé par le milieu ambiant.

Le cycle correspondant est représenté sur la figure 3 ainsi que le cycle sans régénération afin de pouvoir comparer les deux.

Le cycle à régénération est le cycle a c f l.

On voit immédiatement sur la figure que le rapport des pressions pendant la compression est bien moindre que dans le cycle sans régénération.

Nous allons voir d'autre par que le coefficient d'effet thermique est nettement augmenté.

Nous tiendrons compte, dans ces calculs du fait que l'échangeur étant de surface limitée, la régénération n'est jamais complète et représenterons le cycle correspondant sur la figure 4.

Le cycle considéré est le cycle a b c d e f. On voit que la différence de température dans le régénérateur est Δt.

Nous mènerons le calcul de la même manière que pour le cycle sans régénération que nous avons vu dans le paragraphe précédent, en posant

$$\alpha_1 = \frac{T_o + \Delta t - T'_2}{T_o + \Delta t - T_2} \qquad \text{et} \qquad \alpha_2 = \frac{T'_1 - T - \Delta t}{T_1 - T - \Delta t}$$

on arrive finalement à la valeur du coefficient d'effet thermique et en faisant tendre Δt vers 0 on obtient comme limite

$$\lim \mu = \frac{\alpha_1}{\dfrac{T}{\alpha_2 T_o} - \alpha_1} + 1$$

On peut maintenant comparer les deux cycles en prenant des valeurs numériques. Dans le cas où les intervalles de température sont importants le cycle avec régénération est nettement plus avantageux.

Par exemple prenons $T = 333°K$ et $T_O = 273°K$, en portant ces valeurs dans l'équation du chapitre précédent

$$T_1^2 \left(\frac{T - T_o}{T} - \alpha_1 \right) + 2\,\alpha_1 T_o T_1 + \alpha_1 \alpha_2 T_o (T_o - T) - \alpha_1 T_o^2 = 0$$

on en tire finalement $T_1 = 441°K$, le μ correspondant est égal à 1,32.

Alors que pour le cycle avec régénération on obtient $\mu = 2,12$ pour les mêmes valeurs de T et T_O.

D'autre part pour voir l'influence du rapport T_O/T comparons le coefficient d'effet thermique avec régénération au cycle de Carnot, entre les mêmes températures, on a :

$$\frac{\mu}{\mu_c} = \frac{\dfrac{\alpha_1}{\dfrac{T}{\alpha_2 T_o} - \alpha_1} + 1}{\dfrac{T}{T - T_o}}$$

finalement on arrivera à

$$\frac{\mu}{\mu_c} = \frac{\dfrac{T}{T_o} - 1}{\dfrac{T}{T_o} - \alpha_1 \alpha_2}$$

On voit que le rapport croît lorsque le rapport T_O/T diminue c'est-à-dire lorsque l'intervalle de température $T-T_O$ croît.

On peut déduire de toutes ces considérations que le cycle inverse à régénération est intéressant dans le cas d'une machine à air fournissant par exemple de la chaleur à la température de 110-130° C.

Il faut cependant noter qu'une telle machine présente des inconvénients, par exemple la grande surface d'échange nécessaire dans le régénérateur, ce qui provient d'une part de l'importance de la quantité de chaleur de régénération par rapport à la quantité de chaleur utilisée et d'autre part de ce que le coefficient d'échange de l'air avec le métal reste assez faible, même à grande vitesse de circulation.

3 - POMPE A CHALEUR A VAPEURS CONDENSABLES

Dans ce cas du fait du fluide employé, le refroidissement de celui-ci après compression, l'amène à prendre l'état liquide dans le condenseur et c'est dans cet état qu'il est admis dans l'échangeur avec la source froide, qui prend le nom d'évaporateur. La détente s'effectue entre les deux au moyen d'un détendeur ou d'un capillaire, mais il n'y a plus de travail récupérable possible. Le cycle représentant ce processus est le suivant dans le système i, log p. (voir figure 5).

Du fait de l'état liquide dans le condenseur et dans l'évaporateur, les coefficients d'échange calorifiques sont beaucoup plus élevés, et les surfaces d'échanges correspondantes plus petites.

Nous avons dit que le fonctionnement de la machine frigorifique était indépendant de la nature du fluide employé, mais ceci n'est exact que dans le cas du fonctionnement suivant le cycle de Carnot, en pratique il n'en est pas ainsi.

On peut faire une comparaison des fluides frigorigènes au point de vue du chauffage thermodynamique et chercher les qualités optimales à ce point de vue.

On peut d'après le simple examen du diagramme fixer les conditions qui conduisent à un bon rendement économique. On arrive aux conclusions suivantes :

1 - Chaleur spécifique du liquide faible, par elle-même et par rapport à la chaleur de vaporisation.
2 - Exposant de l'adiabatique voisin de 1 pour réduire le travail de compression.
3 - Courbe x = 1 à grande pente relativement à l'axe des S, c'est-à-dire chaleur spécifique de la vapeur saturée le long de la ligne x = 1 aussi faible que possible.
4 - Cycle éloigné du point critique.

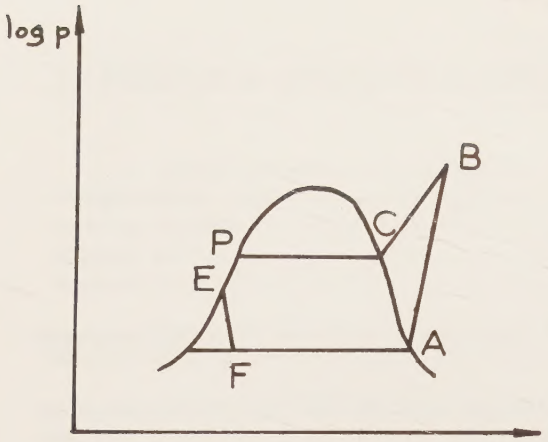


Figure 5

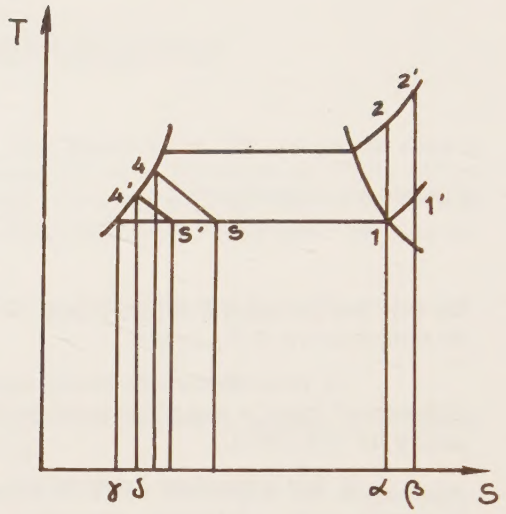


Figure 6

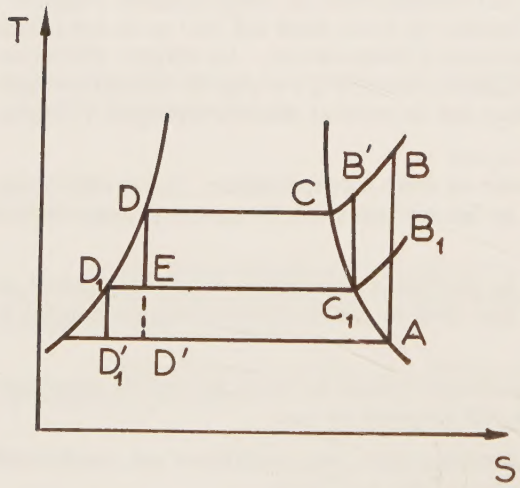


Figure 7

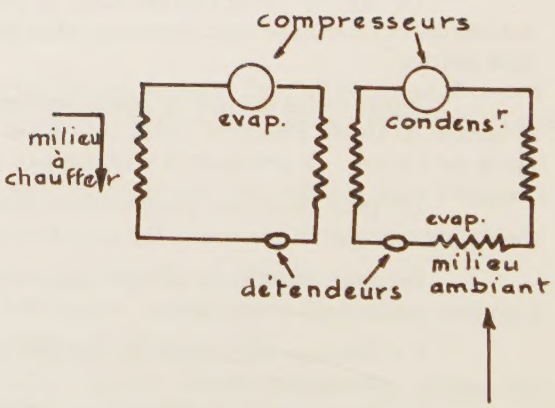


Figure 8

Le fluide remplissant toutes ces conditions n'existe pas. On est donc toujours conduit à un compromis entre ces divers facteurs. On trouve actuellement dans toute la gamme des fréons, un fluide satisfaisant pour chaque condition de marche de l'installation.

L'application du principe de la régénération est encore applicable dans le cas des machines à vapeur condensables, mais il conduit à des résultats bien moins intéressants. En effet dans ces régions les isobares ne sont plus équidistantes, et la capacité calorifique le long de l'isobare à haute pression est considérablement plus élevée que le long de l'isobare à basse pression.

Le degré de régénération est faible. Cependant on emploie souvent la disposition qui consiste à faire circuler en contre-courant la vapeur froide qui vient de l'évaporateur avec le liquide qui circule dans le condenseur.

On réalise ainsi un sous refroidissement de ce liquide avant de le détendre (voir figure 6).

La vapeur aspirée est ainsi surchauffée de 1 à 1' en absorbant la chaleur représentée par :

aire $11' \alpha \beta$

le liquide est refroidi de 4 à 4' perdant une quantité de chaleur

aire $44' \gamma\delta$ égale à la précédente.

La production calorifique par kg croît de $\alpha\ 22'\beta$. Le supplément de travail de compression est égal à $11'22'$.

Si le rapport $\dfrac{\text{aire } \alpha\ 2\ 2'\ \beta}{\text{aire } 1\ 1'\ 2\ 2'}$ est supérieur au μ sans sous-refroidissement,

le cycle modifié aura dans l'ensemble un meilleur rendement.

Une disposition particulièrement utile dans ces cycles est celle qui consiste à fractionner la compression, ce qui se traduit sur la figure 7 en remplaçant le cycle ABCDD' par le cycle $A\ B_1\ C_1\ B'\ C\ D\ E\ D_1\ D_1'$ ou par les deux cycles accolés $AB_1\ C_1\ D_1\ D_1'$ et $C_1\ B'\ C\ D\ E$, ce qui présente deux avantages, d'une part le travail de compression est diminué de l'aire $B_1\ BB'C_1$ et la production calorifique est augmentée puisque $C_1\ D_1$ est plus grand que $C_1\ E$.

D'autre part le rapport de compression est divisé par 2, ce qui est très appréciable pour la tenue des compresseurs et peut amener une simplification mécanique.

Ces cycles accolés peuvent être réalisés de la manière suivante (voir figure 8).

On voit que celle-ci nécessite deux compresseurs au lieu d'un et un échangeur évaporateur-condenseur supplémentaire. Etant donné les forts coefficients d'échange dans cet échangeur, sa surface doit être assez réduite.

De même que pour les installations à gaz non condensables les pompes à vapeur condensables diffèrent de l'installation théorique par plusieurs points :

A - EFFETS DE PAROI DANS LES COMPRESSEURS VOLUMÉTRIQUES

Il est dû à la conductibilité et à la grande masse calorifique des parois du compresseur.

Il consiste en un transfert de calories d'une phase à l'autre du cycle.

L'apport des parois au fluide se produit pendant la détente, l'aspiration et le début de la compression.

La cession par le fluide aux parois se produit pendant les autres phases. De plus le réchauffage du fluide par les parois pendant l'aspiration accroît son volume spécifique et réduit le poids aspiré par cylindrée, il réduit la production spécifique volumétrique. Le remède consiste à fonctionner avec des vapeurs surchauffées et à bien refroidir le compresseur.

B - ESPACE MORT

La vapeur contenue dans l'espace mort se mélange à la nouvelle cylindrée et la réchauffe.

Il y a un effet analogue à l'effet de paroi mais il est négligeable. Par contre il y a réduction du débit utile aspiré.

C - LAMINAGE DANS LES SOUPAPES D'ASPIRATION

Il y a une réduction de la production spécifique. Dans le cas du laminage au refoulement, le travail de compression est supérieur au travail théorique, sans contrepartie.

Dans le cas de laminage à l'aspiration, la pression finale est inférieure à la pression théorique.

Il y a également une réduction de la production volumétrique par réduction du débit poids à l'aspiration et de la production par m3 balayé en aspiration.

D - FUITES INTERNES

Elles se produisent au piston, aux soupapes, aux palettes, etc.. et entraînent une réduction de la production spécifique.

E - INFLUENCE DU LUBRIFIANT

Dans certains cas il dissout le fluide frigorigène, la quantité variant avec la pression, le fluide se dégage pendant la détente et l'aspiration et se redissout pendant la compression.

Il en résulte un effet analogue à celui de l'espace nuisible.

F - INFLUENCE DES RENTRÉES D'AIR

Sa présence abaisse la production, en outre il relève plus ou moins considérablement les pressions.

On peut dire qu'avec les groupes hermétiques actuels bien remplis cet inconvénient n'existe plus guère.

G - PERTES DE CHARGE DANS LES TUYAUTERIES

Elles abaissent la production.

La plupart de ces pertes croissent d'ailleurs avec l'écart de température entre la source froide et la source chaude.

De toutes ces considérations il résulte que le coefficient d'utilisation est moins avantageux que dans le cas du cycle de Carnot.

Le tableau ci-après donne les valeurs du coefficient d'utilisation pour différentes températures de la source chaude et de la source froide, les valeurs étant données pour le

cycle de Carnot, pour le cycle de fonctionnement pratique en supposant une machine parfaite et pour le cycle d'une machine réelle.

On voit bien l'influence des températures extrêmes du cycle et que, même dans les conditions les plus défavorables, le procédé présente encore un grand avantage par rapport à la transformation par effet Joule.

Coefficients d'effet thermique

Température d' évaporation	Température de condensation	Cycle de Carnot	Machine parfaite	Machine réelle
- 10	+ 40	6,26	5,3	3,93
	+ 50	5,40	4,6	3,31
	+ 60	4,76	3,96	2,78
	+ 70	4,29	3,64	2,48
0	+ 40	7,80	6,7	5,17
	+ 50	6,46	5,64	4,05
	+ 60	5,55	4,61	3,32
	+ 70	4,91	3,96	2,77
+ 10	+ 40	10,41	9,05	6,7
	+ 50	8,01	6,88	5,09
	+ 60	6,66	5,52	3,97
	+ 70	5,71	4,36	2,96

4 - PRODUCTION SIMULTANÉE DE CHALEUR ET DE FROID

La machine frigorifique ou la pompe à chaleur étant constituée des mêmes organes, dans lesquels s'effectue le cycle inverse, peut servir à la production simultanée de chaleur et de froid.

Dans ce but, le fluide utilisé dans la machine doit enlever de la chaleur à la source froide, à température plus basse que le milieu environnant et la transférer à la source chaude à température plus élevée que le milieu environnant.

Ceci peut être représenté par le schéma 9.

MACHINES A VAPEURS CONDENSABLES

Dans le cycle habituel de la machine frigorifique à vapeur condensable, une production intéressante de chaleur peut être constituée par exemple par la chaleur de surchauffe à la sortie du compresseur et avant le condenseur.

Il suffit d'installer un échangeur à cet endroit et d'y faire circuler le fluide à chauffer. La machine à ammoniac par exemple peut très bien servir à cet effet, la quantité de chaleur ainsi recueillie n'est pas négligeable.

Cependant il faut bien convenir que cette quantité de chaleur est faible par rapport à la chaleur de condensation. C'est seulement avec de hautes températures de condensation et de basses températures d'évaporation que la proportion de chaleur de surchauffe devient importante par rapport à la chaleur de condensation.

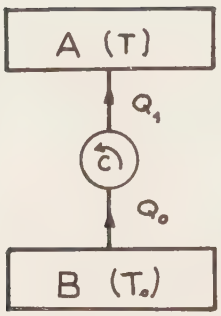


Figure 9

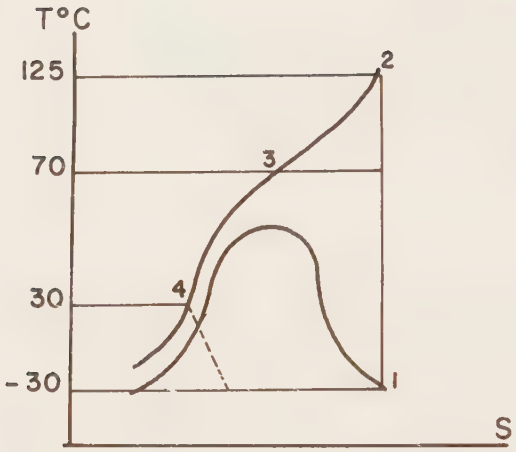


Figure 10

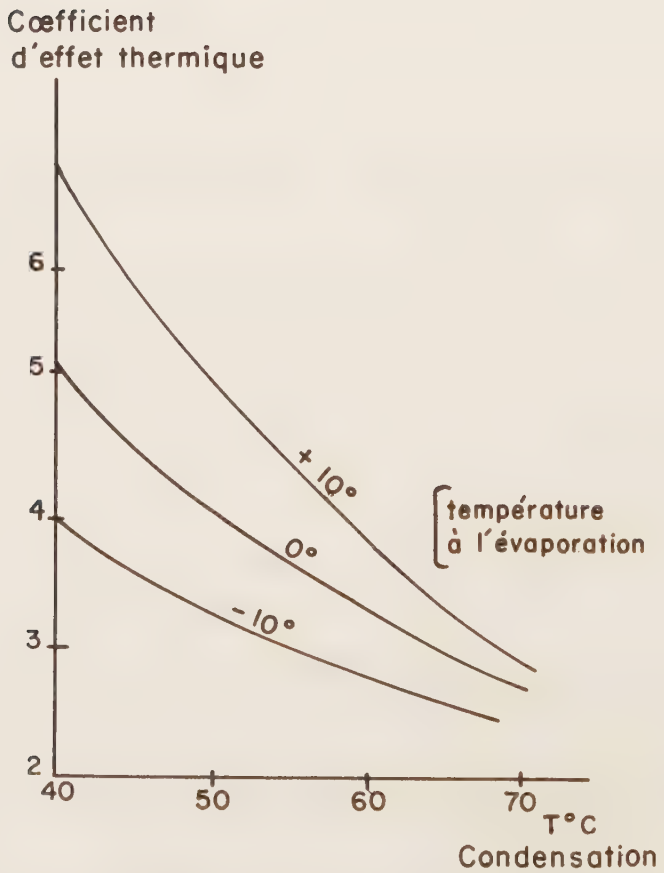


Figure 11

L'emploi des fréons n'est pas très intéressant non plus, car la température de fin de compression est encore moins élevée que celle de l'ammoniac.

En principe on pourrait réaliser un cycle avec de l'ammoniac ou du fréon produisant du froid et de la chaleur à des températures convenables mais cela entraînerait un accroissement du rapport de compression inadmissible.

Par exemple dans un cycle à ammoniac avec 120° C en fin de compression et -20° à l'évaporateur le rapport de compression serait de 55.

L'emploi du cycle à CO^2 dans certaines conditions serait plus avantageux. Par exemple dans le cycle représenté figure 10. Si les besoins en chaleur se placent dans la région 70-125°, la quantité de chaleur ainsi produite est à peu près équivalente à celle que procurerait l'énergie électrique employée dans le compresseur si on la transformait directement en chaleur. De plus on obtient une quantité importante de froid à -30° C.

L'emploi du cycle à régénération est encore plus intéressant. Nous avons vu qu'il ne conduisait pas à des résultats aussi bons pour les cycles à vapeurs condensables que pour les gaz non condensables mais dans le cas de production simultanée de chaleur et de froid, l'application de ce principe est valable.

Considérons par exemple l'installation décrite dans le schéma 16 dans laquelle on utilise le CO^2.

Il lui correspond le cycle représenté par la figure 13. La vapeur réchauffée dans le régénérateur est comprimée suivant 1-2, passe dans l'appareil d'utilisation de la chaleur suivant 2-3 se refroidit dans le régénérateur suivant 3-4.

Etant donné que la capacité calorifique suivant 2-5 est plus grande que suivant 1-7, il faut céder au milieu la quantité de chaleur supplémentaire suivant 4-5.

La détente s'effectue suivant 5-6 et l'évaporation en 6-7, ensuite réchauffement par le milieu ambiant jusqu'en 9 et de 9 à 1 réchauffement dans le régénérateur.

Pour maintenir une différence de température dans le régénérateur, 1 est plus bas que 3 et 9 plus bas que 4.

Le coefficient d'effet thermique pour une telle installation est égal à 1,3 et le coefficient frigorifique égal à 1,9.

MACHINES A GAZ NON CONDENSABLES

Comme nous l'avons vu précédemment les meilleurs résultats sont obtenus lorsque le rapport T_0/T est grand. Or, lorsqu'on envisage la production simultanée de chaleur et de froid dans une machine réunissant la pompe à chaleur et la machine frigorifique ce rapport est plus grand que dans l'une ou l'autre de ces machines, le rendement sera donc meilleur. C'est ce qui a été mis à profit dans la machine à cycle ouvert représentée figure 14.

L'air ambiant après s'être réchauffé dans le régénérateur est comprimé et cède sa chaleur au fluide d'utilisation, le restant de chaleur à basse température sert dans le régénérateur puis est détendu avec récupération de travail et production de froid ensuite.

L'intérêt de cette réalisation réside aussi dans le fait que c'est l'air lui-même qui joue le rôle de fluide moteur et de fluide de transport sans nécessiter de fluide supplémentaire à basse température.

5 - POMPES A CHALEUR A ABSORPTION

On peut concevoir également des pompes à chaleur à absorption.

Dans ces installations on utilise l'énergie sous forme de chaleur à température relativement basse, mais dont on dispose en quantité importante (par exemple des eaux usées) et on la transforme en chaleur à température plus élevée.

La disposition peut être celle de la figure 15.

En utilisant la source chaude dont on dispose, on chauffe la solution qui se trouve dans le générateur, on produit ainsi des vapeurs à haute concentration sous basse pression à la température t_1.

Ces vapeurs sont ensuite dirigées vers un échangeur où elles se refroidissent et se condensent à la température t_0 du milieu ambiant.

Une pompe de reprise amène le liquide dans l'évaporateur où règne une pression élevée et qui est chauffé à la température t_1 par la source chaude disponible. Le liquide se vaporise et on l'envoie dans l'absorbeur où il se mélange avec la solution appauvrie en provoquant un fort dégagement de chaleur qui élève la température à t_2.

La vapeur qui prend naissance alors, passe dans un échangeur où elle cède sa chaleur au fluide d'utilisation puis dans un détendeur où elle est ramenée à la pression du générateur avant d'y être envoyée.

La solution appauvrie du générateur est reprise par une pompe qui l'envoie dans l'absorbeur.

On obtient avec ces installations des coefficients de transformation intéressants et l'ensemble possède le gros avantage de ne présenter aucune pièce mobile, sauf les pompes de reprise qui sont de petites dimensions.

6 - CHOIX DU PROCÉDÉ A EMPLOYER POUR LE PROBLÈME ENVISAGÉ

Dans notre problème de chauffage de cellules à reproduction de climat, les conditions qui nous sont imposées par ces climats mêmes nous conduisent à prendre une température de 70° C comme maximum à la source chaude et une température de -15° C si l'on utilise l'air extérieur comme source froide.

Dans ces conditions le calcul effectué avec les formules que nous avons obtenues nous donne $\mu = 1,7$ pour la machine à air avec régénération.

De même la machine à CO_2 nous donnerait $\mu = 1,5$ avec un rapport de compression particulièrement bas 1,5.

Les mêmes calculs avec le fréon 12 nous donne $\mu = 2,8$ mais le rapport de compression est de 10.

Nous pensons donc que ce dernier cycle est le plus intéressant en se réservant au besoin la possibilité de le fractionner, ce qui améliorerait encore le rendement.

7 - EXEMPLES D'INSTALLATIONS EXISTANTES

Nous citerons maintenant quelques exemples d'installations existantes de la littérature. fin de constater que le procédé est bien valable, dans les domaines de températures à la source roide et à la source chaude que nous considérons et suivant différentes gammes de puissance.

INSTALLATION DE FORTE PUISSANCE SERVANT A CHAUFFER DES IMMEUBLES ADMINISTRATIFS EN SUISSE A ZURICH

Des conditions économiques particulières à la Suisse ont fait que ce système de chauffage y est assez développé du fait de la présence d'énergie hydroélectrique et de l'absence de charbon.

Dans le cas cité la source de chaleur utilisée est l'eau de la Limmat dont la température peut descendre en hiver jusqu'à environ 1, 5° C. C'est un cas relativement défavorable.

Elle utilise deux groupes turbo-compresseurs qui fournissent chacun 1 700 kw et un compresseur vertical à trois étages et trois cylindres qui fournit également 1 700 kw, les turbo-compresseurs sont alimentés en fréon 13 et le compresseur en ammoniac.

La température du réseau de l'eau de retour du chauffage est de l'ordre de 45° C et elle sort des condenseurs pour retourner au réseau à une température de l'ordre de 71° C, ce qui correspond à une source chaude de l'ordre de 75° C. La température de cette eau est réglée automatiquement en fonction des besoins : pour les turbo-compresseurs, le thermostat de réglage agit sur un diaphragme d'étranglement placé à l'aspiration, pour le compresseur à piston on agit au moyen d'un servomoteur à pression d'huile sur un dispositif de variation de l'espace nuisible.

On voit que le dispositif de réglage des turbo-compresseurs entraîne pour les faibles charges, un abaissement du coefficient d'utilisation et pour cette raison ces compresseurs sont en général utilisés à pleine charge, le compresseur à piston formant l'appoint réglable puisque son réglage s'effectue sans perte de rendement ou presque.

Suivant les températures de l'eau du fleuve de 2 à 16° C le coefficient d'effet thermique global varie de 2, 86 à 3, 03 avec une différence de température entre la source froide et la source chaude qui varie entre 70 et 60° C et la puissance de 1 700 kw.

A Bâle, également en Suisse, on signale une installation de plus faible importance, 200 kw avec un coefficient d'effet thermique de 4, 55.

L'eau arrive d'un forage à 10° C et sort finalement du condenseur à une température de 70° C. On traite 60 000 litres d'eau par jour. Il s'agit d'une installation de boucherie industrielle.

A l'autre bout de l'échelle considérons le compte-rendu d'essais d'un chauffe-eau thermodynamique relaté par OLDACRE.

Il s'agit d'un petit appareil fonctionnant sur le principe de la pompe à chaleur.

L'air utilisé comme source de chaleur, entre par le bas et ressort par le haut, il est mû par un ventilateur. L'appareil est destiné à fournir de l'eau aux environs de 40° C avec une différence moyenne de température de 35° C. Le fluide frigorigène est du fréon 12.

L'isolation, le réservoir et la jaquette sont les mêmes que ceux d'un chauffe-eau électrique. Le condenseur est roulé autour de la moitié inférieure du réservoir. Le coefficient d'effet thermique de cet appareil, le plus petit que nous connaissions, reste de 2, 19. Il est muni d'un compresseur de 250 w.

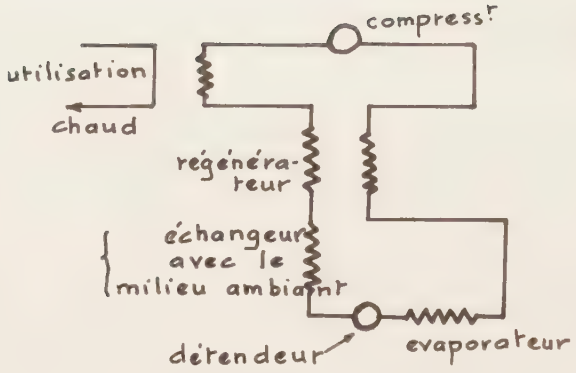


Figure 12

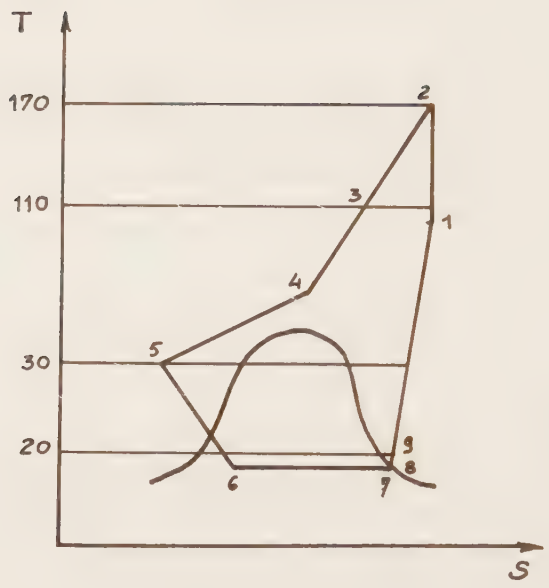


Figure 13

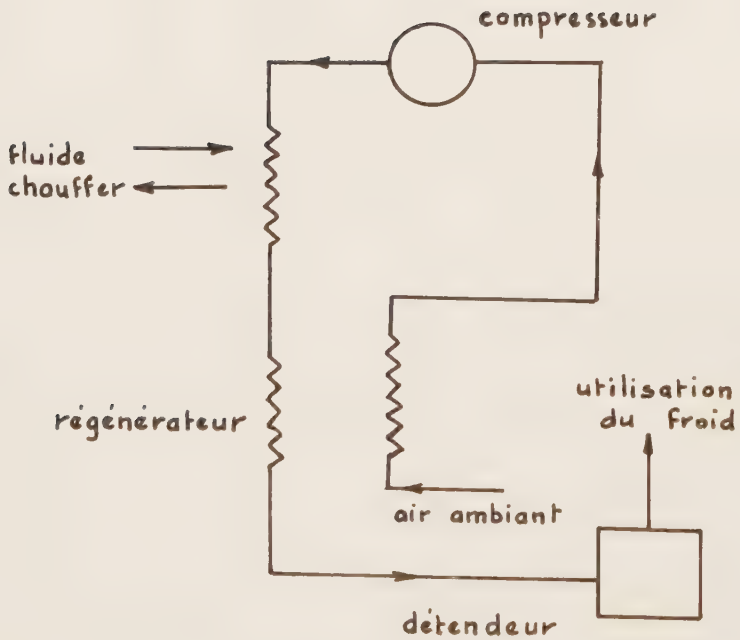


Figure 14

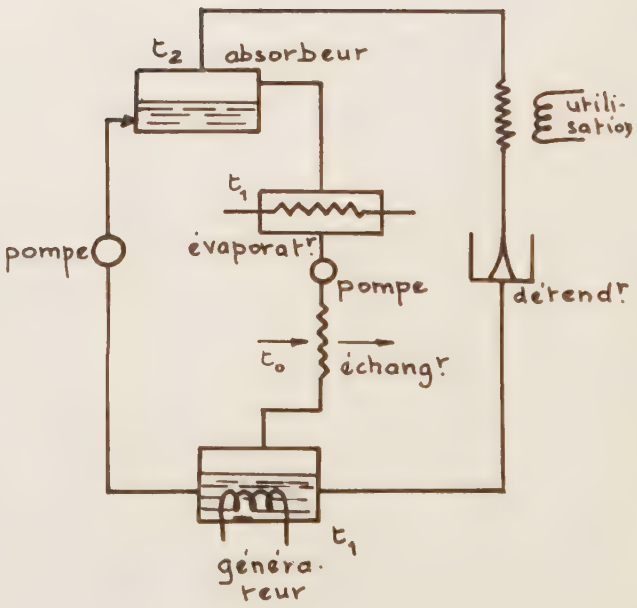


Figure 15

On en cite un autre décrit par PENROD, avec un compresseur de 250 w et un coefficient d'effet thermique de 2,14.

Enfin citons un chauffe-eau de capacité légèrement supérieure équipé d'un compresseur de 375 w portant l'eau à 52° C et pouvant servir en même temps de déshumidificateur et de réfrigérateur. Son coefficient d'effet thermique serait de 2,4 ou 2,8.

Il convient de remarquer néanmoins avec ce genre d'appareil que le coefficient d'effet thermique n'est pas le même que le coefficient réel. En effet ces appareils sont alimentés par l'air qui se trouve dans la maison. Pendant la saison de chauffage, cet air est déjà chauffé par le dispositif de chauffage de l'habitation. On ne peut donc parler de coefficient d'effet thermique supérieur à 1 que lorsque la température à l'évaporateur et par suite celle de l'air qui en sort après échange est inférieure à celle de l'air extérieur. C'est quelquefois le cas et sans doute celui du dernier appareil mentionné puisqu'il sert de réfrigérateur du côté évaporateur.

Pendant la saison où le chauffage de l'habitation ne fonctionne pas, les coefficients peuvent être considérés comme satisfaisants.

Enfin citons un appareil de pompe à chaleur utilisé pour le chauffage domestique, équipé d'une pompe de 2,25 kw. Pour une température extérieure de 8° le coefficient d'effet thermique 3,5 et pour une température extérieure de -5° C il ne s'abaisse pas au-dessous de 2,7.

C'est un appareil qui peut servir de moyen de chauffage en hiver et de frigorifique en été.

Les demandes en surface d'échange étant différentes en hiver et en été, la solution retenue pour inverser l'appareil est une valve solenoïde à trois directions.

Cette pompe est conçue économiquement, c'est-à-dire qu'elle est insuffisante pour les très grands froids. Les calories supplémentaires peuvent être fournies par une résistance, ou en se servant d'eau comme source de chaleur pendant les grands froids.

Dans Berechnung und Anwendung der Wärme pumpe, WENZEL donne comme coefficient d'effet thermique des systèmes à source d'air 1,9 à 2,4 avec une température de condensation de +50 et une température à l'évaporateur de -25° C ce qui est peut-être un peu bas pour les climats où nous envisageons de faire fonctionner notre installation.

Nous croyons avoir montré avec les exemples ci-dessus la parfaite possibilité de construire et de faire fonctionner des chambres analogues à celle de St-Cyr, d'une puissance d'environ 10 kw avec un coefficient de performance supérieur à 2 en moyenne annuelle.

Rappelons que les avantages supplémentaires sont, d'avoir une source de froid indispensable de toute façon pour les descentes en température et un moyen particulièrement bien choisi d'abaisser la teneur en humidité puisqu'il suffit de faire passer l'air à assécher sur l'évaporateur de la pompe à chaleur pour que l'eau s'y condense, en le faisant passer ensuite sur le condenseur on le réchauffe à la température initiale. Dans ce cas de fonctionnement de la pompe à chaleur le coefficient de performance est particulièrement élevé, puisque les températures des sources chaudes et froides ne sont autres que les températures sèche et de rosée de l'air à traiter.

8 - NÉCESSITÉ DE MODIFICATION EN VUE D'AUGMENTER LA SOUPLESSE

Dans l'utilisation des pompes à chaleur pour le chauffage des habitations en utilisant l'air extérieur comme source froide, on tombe sur l'inconvénient d'avoir un coefficient d'effet thermique et une production calorifique qui diminuent lorsque la température de l'air extérieur diminue et que les pertes calorifiques donc les besoins calorifiques de l'installation augmentent.

Dans le cas de chambres climatiques à variation de température et d'humidité, on rencontre *a fortiori* le même inconvénient, puisque lorsque l'air extérieur baissera en température le coefficient d'effet thermique baissera alors que, peut-être, le programme de la chambre lui imposera à ce moment un accroissement en température ou en humidité, c'est-à-dire des besoins calorifiques accrus. Il est donc à peu près indispensable pour augmenter la souplesse de l'installation de disposer d'un stock de chaleur ce qui pose un certain nombre de problèmes.

1 - SOUS QUELLE FORME STOCKER LA CHALEUR ?

On peut envisager de la stocker sous forme de chaleur sensible, dans des appareils du genre accumulateur de chaleur en employant des substances de forte capacité calorifique et de bas prix, du sable, de l'eau.

L'inconvénient est toujours le volume important auquel on arrive rapidement.

Pour stocker dans l'eau 42 000 kjoules, soit les besoins d'une heure de marche de l'installation, on arrive à 1 m3 d'eau avec une différence de température de 10° C.

On peut songer à utiliser aussi la chaleur latente de changement d'état. La plus intéressante est la chaleur latente de vaporisation, mais elle conduit à des températures plus élevées, donc à des pertes calorifiques et pour rester dans des volumes admissibles, à des pressions élevées qui nécessitent des soins de construction et présentent un certain danger.

Nous pensons que la chaleur latente de fusion est ce qui est le plus maniable et donne les meilleurs résultats, sans pression excessive et sans isolation particulière. Il existe de nombreux corps possibles pour cet emploi.

2 - OÙ DOIT S'EFFECTUER LE STOCKAGE ?

Les calculs conduisent à effectuer le stockage du côté évaporateur puisqu'on a moins à stocker à l'évaporateur qu'au condenseur d'une part, et d'autre part les pertes calorifiques avec l'air extérieur sont plus faibles puisque le stockage s'effectue à une température plus faible.

D'autre part, la conception même de l'installation dont la demande calorifique, soit pour élever la température, soit pour élever l'humidité, ainsi que les demandes frigorifiques peuvent se succéder rapidement, voire se produire simultanément, nous oblige à avoir un volant d'inertie thermique chaud et froid pour pouvoir suivre les demandes de l'installation.

Le stockage doit donc se faire aussi au condenseur.

Finalement le stockage se fait donc à l'évaporateur et au condenseur.

A l'évaporateur, il faut du reste prévoir deux stockeurs : un pour alimenter l'échangeur de l'évaporateur lorsque l'appareil fonctionne en pompe à chaleur, et un autre pour stocker ce qui sort de l'échangeur de l'évaporateur pour être utilisé comme volant de froid, lorsque la

température extérieure est supérieure à la température de rosée prévue à l'intérieur de la chambre ou même à la température sèche, quand l'installation fonctionne en machine frigorifique pure pendant les quelques jours les plus chauds de l'été.

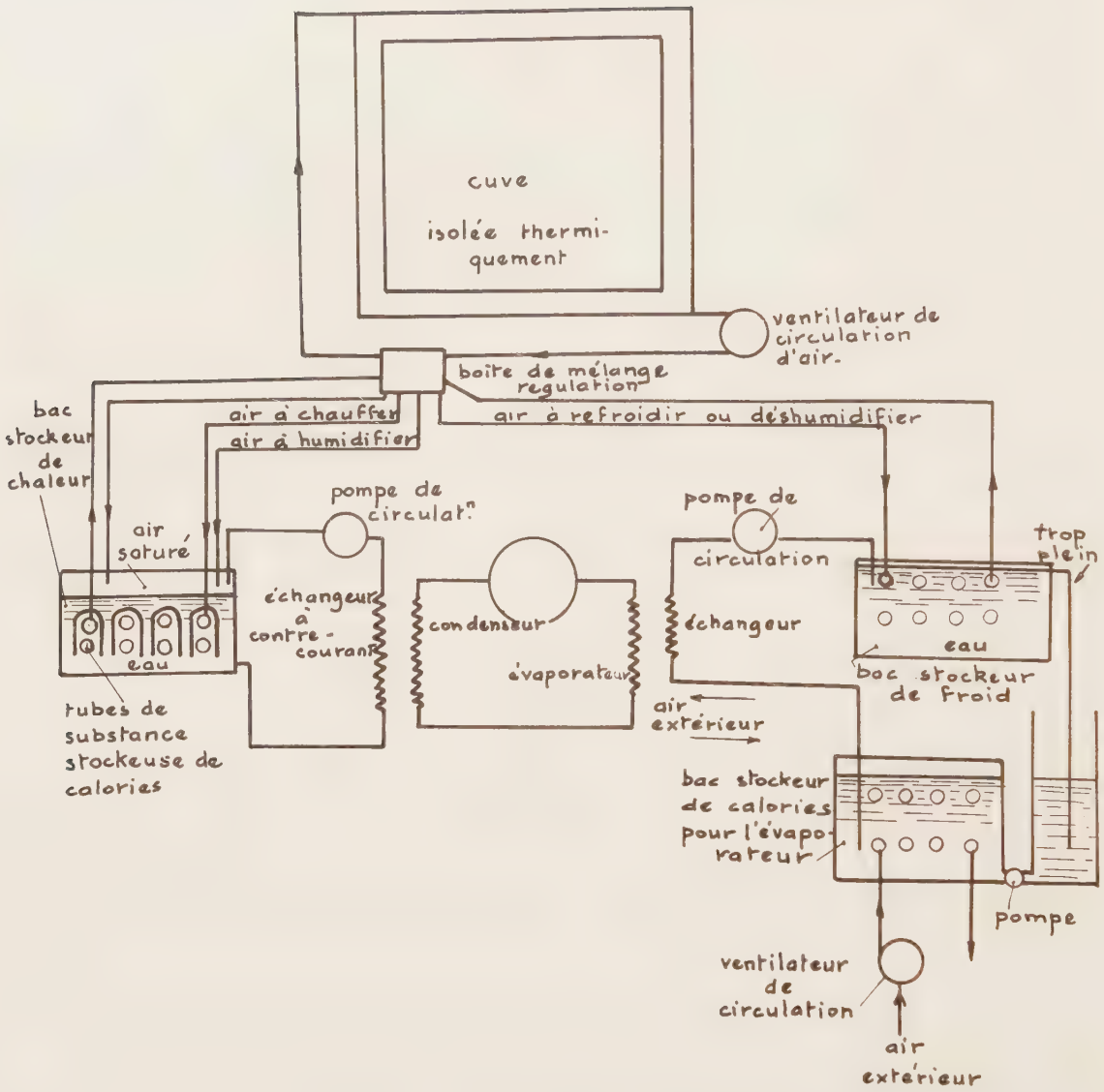
D'après Maria TALKES qui s'est occupé de problèmes analogues pour le stockage de l'énergie solaire, le produit en question doit satisfaire à deux conditions : être facile à obtenir, avoir un bas prix, ceci limite le choix aux sels de Na, Ca, Mg et Fe.

Il faut tenir compte de la surfusion, de la stratification des températures, de la corrosion et du changement de volume. Par exemple quand on emploie du sulfate de Na, la surfusion peut être évitée en ajoutant certains cristaux de sels similaires au point de vue cristallographique, du tétraborate de Na qui réduit la température de surfusion de 1,5° C.

Pour ce stockage du côté évaporateur on peut citer l'éther de l'acide diéthyl isophtalique (P. de fusion 8° C).

On cite par exemple une maison située à Dover (Mas) dans laquelle l'énergie solaire est captée par des collecteurs et stockée ensuite.

L'air s'échauffe sur les collecteurs et va ensuite faire fondre du sulfate de Na stocké dans des boîtes cylindriques de fer blanc. On fait circuler cet air autour de ces colonnes de containers.



- schéma général de l'installation -

Figure 16

II - PROBLÈMES THÉORIQUES POSÉS PAR LA RÉALISATION EFFECTIVE DU PROCÉDÉ AU COURS DU CALCUL DES DIFFÉRENTS ÉLÉMENTS

Description de l'installation

1 - La cellule
- A - Problème de l'isolation à prévoir
- B - Calcul des besoins calorifiques de la chambre de 1 m3
- C - Problème de la température de l'air au contact d'une paroi de diffusivité non négligeable

2 - Calcul du stockeur de calories
3 - Stockeur de froid
4 - Groupe compresseur.

Après avoir donné les principes de base : emploi de la pompe à chaleur et stockage calorifique sous forme de chaleur latente de fusion, nous allons essayer de calculer aussi exactement que possible les différents éléments qui forment l'ensemble de l'installation.

Description de l'installation

Celle-ci sera donc composée ainsi qu'on peut le voir sur le schéma ci-contre :

1 - d'une cellule convenablement isolée, munie d'arrivées et reprises d'air chaud, celui-ci étant le seul moyen de chauffage de la cellule, on prévoiera également des prises de température et une fermeture étanche.

2 - Un groupe compresseur ou plusieurs suivant les dimensions et les besoins de l'installation, destiné à comprimer le fluide frigorigène que la température au condenseur et la pression correspondante nous déterminera.

3 - Un condenseur à double circulation dans lequel d'un côté vient se condenser le fluide frigorigène, et de l'autre circule de l'eau qui va s'échauffer pendant la condensation et est propulsée par une pompe de circulation.

4 - Un détendeur ou un capillaire suivant l'importance de l'installation, dans lesquels s'effectuera la détente du fluide frigorigène.

5 - Un évaporateur divisé en deux parties, l'une constituée par un échangeur à air à ailettes, l'autre par un échangeur à double circulation. Dans l'un des circuits circule et s'évapore le fluide frigorigène et dans l'autre circuit circule à contre courant l'eau qui est mue par une pompe de circulation et se rend au bac de stockage froid après passage et échange avec l'évaporateur.

Cette eau vient éventuellement du bac stockeur chaud côté évaporateur.

6 - Le sous-refroidissement s'effectue par la soudure du tube sortant de l'évaporateur, avec le tube capillaire ou une portion de tube du condenseur.

7 - Un bac stockeur de chaleur du côté condenseur qui est : soit une cuve étanche remplie d'une substance dont la chaleur latente de fusion et la température de fusion ont fixé le choix et dans laquelle circulent d'une part l'air à chauffer et d'autre part l'eau chaude venant du condenseur, soit une cuve étanche remplie d'eau venant du condenseur et dans laquelle sont immergées des capacités étanches contenant la substance dans laquelle est stockée la chaleur et d'autre part des tubes échangeurs dans lesquels circulent l'air à chauffer.

8 - Un bac stockeur de chaleur du côté évaporateur constitué d'une capacité remplie d'eau dans laquelle sont immergées éventuellement des capacités étanches remplies d'une substance dont on utilise la chaleur de fusion pour stocker la chaleur.

Une pompe de circulation fait passer l'eau de ce bac stockeur vers l'évaporateur et dans ce sens seulement.

9 - Un bac stockeur de froid du côté évaporateur de moins grande capacité que le précédent et rempli d'eau, il est alimenté par la sortie de l'échangeur évaporateur ; à son extrémité est un trop plein qui se déverse dans un autre bac dans lequel on puise lorsque le bac du 8° est vide.

Dans le bac stockeur de froid circule l'air à refroidir, soit au contact de l'eau, soit dans des tubes échangeurs.

Nous commencerons par examiner les problèmes posés par la cellule elle-même.

1 - LA CELLULE

A - PROBLÈME DE L'ISOLATION A PRÉVOIR

Si l'on se réfère à une norme allemande en vigueur pour les étuves à température constante, la température à maintenir est celle qui existe à $\pm$ 1° C dans l'espace utile, avec des variations temporaires de $\pm$ 0,5° C en un point donné.

Le renouvellement d'air étant fixé par d'autres considérations, l'espace utile est ainsi dans une certaine plage fonction inverse du côté de la cuve qui a donc un minimum.

Si l'on fixe le minimum de l'isolation par la marge de $\pm$ 1° C dans le cas de la marche à température constante, la marche en température variable entraînera une augmentation de cette marge suivant l'inertie du contenu et la vitesse de variation de l'air désirée.

Calcul de l'échange avec l'extérieur en régime permanent

NOTATIONS

1 - Il s'agit d'une enceinte cubique de côté intérieur a

2 - Epaisseur e

3 - Surface d'échange 6 S_m en prenant $S_m = \frac{S' - S}{\log S'/S}$ ce qui équivaut à $S_m = (a + e)^2$ dans les épaisseurs de paroi qui nous intéressent (a = 10 cm).

4 - Coefficient de transmission $R = \lambda / e$ (on néglige les termes d'échange par convection, petits devant la conduction par la paroi).

5 - Température de l'air à la sortie t_S
6 - Température de l'air à l'entrée t_e
7 - Température programmée t_p
8 - Température extérieure T
9 - Le débit d'air est fixé au minimum à 2 a3 par minute pour des raisons de sécurité (explosions).

HYPOTHÈSES

Nous prendrons comme température intérieure une température moyenne fictive $\frac{t_e + t_S}{2}$ qui ne doit pas différer sensiblement de la température qui sert de définition à la zone utile. (DIN).

EXPRESSION DE LA QUANTITÉ DE CHALEUR ÉCHANGÉE

Dans ce cas

$$Q = 6\,(a + e)^2 \frac{\lambda}{e} \left(\frac{t_e + t_S}{2} - T \right) \text{ j/h}$$

CONDITION D'ISOLATION MINIMUM

On doit avoir :

$$|t_e - t_p| < 1 \qquad |t_S - t_p| < 1$$

d'où l'on tire $t_e - t_S < 2$

En écrivant que la quantité de chaleur perdue par l'air dans la chambre est égale à celle échangée à travers la paroi, il vient

$$2\,a^3 \times 60 \times 1{,}03 \times 1{,}003 \times (t_e - t_S) = 6\,(a + e)2 \frac{\lambda}{e} \left(\frac{t_e - t_S}{2} - T \right)$$

En prenant $t_e - t_S < 2$ et e négligeable devant a il vient une condition minimum

$$\frac{\lambda}{e} < \frac{9{,}88\,a}{\left(-T + \frac{t_e + t_S}{2} \right)}$$

Nous avons pris comme épaisseur d'isolation pour le prototype construit e = 0,10 m et λ = 0,03 W/m/m2/°C. Dans ce cas, pour rester dans le cadre de la norme allemande il faut que :

$$\left(T - \frac{t_e + t_S}{2} \right) < 30\ ^\circ\text{C}$$

Autrement dit la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la chambre ne doit pas excéder 30° C, sinon la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'air dans la chambre sera supérieure à 2° C.

CONDITION D'ISOLATION OPTIMUM DU POINT DE VUE ÉCONOMIQUE

En supposant une pièce de 4 x 4 x 3 m soit de 48 m3 de volume et de 80 m2 de surface de déperdition, avec une différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de 30° C en moyenne, la déperdition calorifique sera de

$$Q = \frac{0{,}03}{e} \times 30 \times 80 = \frac{83}{e} \text{ W/h}$$

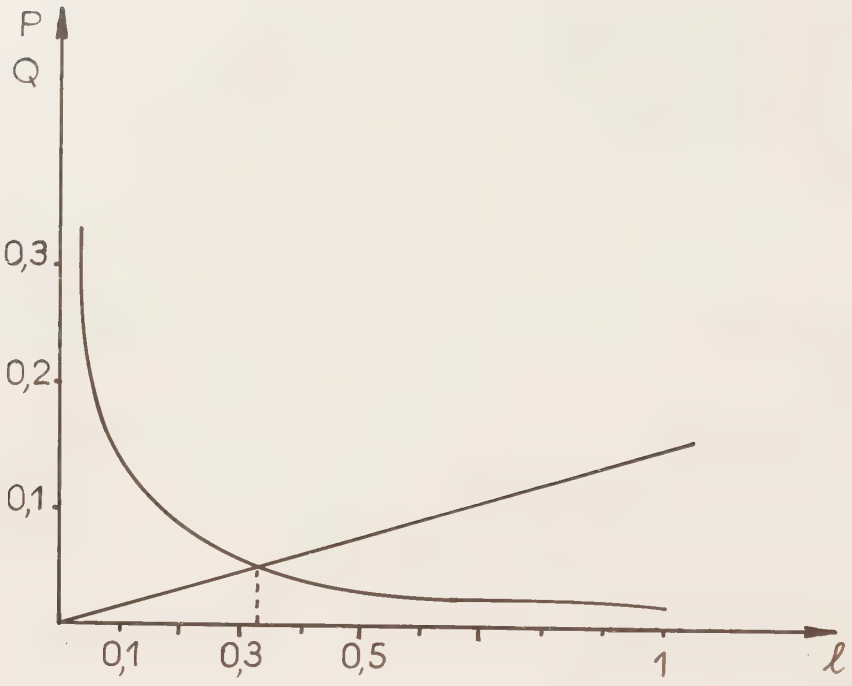


Figure 17

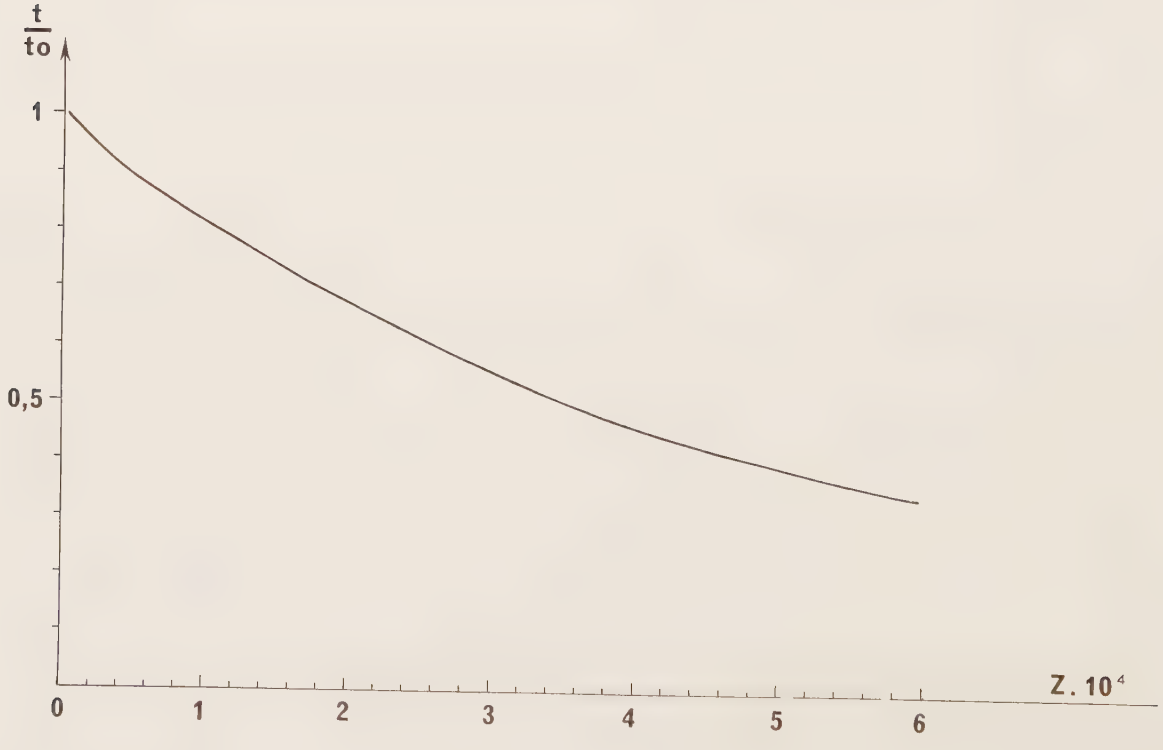


Figure 18

en prenant le prix du kwh égal à 0,20 F on aura

$$Q = \frac{0,0166}{e} f$$

Le prix de l'isolation amorti sur dix ans sera de

$$P = \frac{80 \times e \times 200}{10 \times 360 \times 24} = (0,18 \times e)\ f \text{ à l'heure.}$$

Représentons sur un même graphique la courbe P qui est une droite et Q qui est une hyperbole, elles se coupent en un point que nous pourrons prendre comme e optimum (figure 17).

On voit facilement sur le graphique qu'on arrive à des épaisseurs de 0,33 m.

Dans la construction de notre prototype qui doit être amortie sur un temps beaucoup plus court nous avons choisi une épaisseur de 0,10 m.

Il nous faut aussi, dans les calculs prévisionnels tenir compte du fait que l'intérieur de la chambre sera occupé par un ou plusieurs objets ayant une certaine inertie thermique et que les besoins calorifiques de la chambre en seront majorés d'autant.

B - CALCUL DES BESOINS CALORIFIQUES DE LA CHAMBRE DE 1 m³

Si l'on suppose la chambre occupée au maximum par un corps métallique (Fe) de volume 15 dm3, pesant 120 kg, de surface 6 m2 avec un coefficient de convection d'air de $\alpha = 6$ W/°C/m2

NOTATIONS

P = poids du fer
S = surface de contact air-fer
c = chaleur spécifique
z_1 = température de l'air entrant
z_2 = température du fer
α = coefficient de convection air - fer.

On a :

variation de l'air entrant suivant le programme : au maximum elle sera de 2°C/min. pour des considérations climatiques

$$\frac{dz_1}{dt} = \alpha = 2\ ^\circ\text{C/min}$$

Ecrivons l'expression de la chaleur échangée entre l'air entrant et le fer

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha (z_1 - z_2) S$$

Cette chaleur est égale à celle gagnée par le fer, donc

$$\frac{dQ}{dt} = Pc \frac{dz_2}{dt^4}$$

On en tire

$$\frac{d^2 Q}{dt^2} = \alpha S \left(a - \frac{1}{Pc} \frac{dQ}{dt} \right)$$

En posant $\frac{dQ}{dt} = y$ il vient $\frac{dy}{dt} - \frac{\alpha S}{Pc} y = a \alpha S$

d'où

$$\frac{dy}{-\frac{\alpha S}{Pc}y + a\alpha S} = dt, \quad \frac{d\left(\frac{\alpha S}{Pc}y - a\alpha S\right)}{\frac{\alpha S}{Pc}y - a\alpha S} = \frac{-\alpha S\ dt}{Pc}$$

$$\frac{\alpha S}{Pc}y - a\alpha S = k\, e^{-\frac{\alpha S}{k}t}$$

et

$$y = aPc + k\, e^{-\frac{\alpha S}{k}t}$$

On détermine k en posant pour $t = 0$, $y = 0$ (c'est-à-dire $z_1 = z_2$ au moment où l'air commence à augmenter en température).

Dans ce cas il vient finalement

$$\frac{dQ}{dt} = y = aPc\left(1 - e^{-\frac{\alpha S}{Pc}t}\right)$$

fonction croissante de t qui tend vers aPc pour $t \to \infty$. Mais en fait la température d'entrée ne croît pas indéfiniment comme nous allons le voir.

Supposons qu'au temps 0, z_1 soit égal à 30° C et qu'on impose une montée en température jusqu'à 75° C, ce qui est un maximum dans un cas d'essai accéléré. Nous allons calculer les besoins calorifiques du temps 0 au temps t_1 tel que $z_1 = 75°\,C$.

Nous avons vu que

$$\frac{dQ}{dt} = aPc\left(1 - e^{-\frac{\alpha S}{Pc}t}\right)$$

d'où

$$Q = aPc\left(t + \frac{Pc}{\alpha S}e^{-\frac{\alpha S}{Pc}t}\right) + k$$

Si pour $t = 0$, $Q = 0$, on a $\quad k = -\frac{ap^2c^2}{\alpha S}$

et

$$Q = aPc\left[t + \frac{Pc}{\alpha S}\left(e^{-\frac{\alpha S}{Pc}t} - 1\right)\right]$$

d'où

$$\left|Q\right|_0^{t_1} = aPc\left[t_1 + \frac{Pc}{\alpha S}\left(e^{-\frac{\alpha S}{Pc}t_1} - 1\right)\right]$$

Or, t_1 est déterminé par $\quad z_1 = at_1 + z_0$

On a donc une première période.

Si $z_0 = 30°\,C$ $\qquad t_1 = 22,5$ minutes

pendant laquelle

$$\left|Q\right|_{t_0}^{t_1} = 28,32\left[22,5 \times 23,6 \times \left(e^{-0,915} - 1\right)\right] \times 4,18 = 957\ kj$$

et

$$\left|\frac{dQ}{dt}\right|_{t_1} = 1,10\ \text{watt mx}$$

Ensuite z_1 reste fixe et on a le système

$$z_1 = 75° C$$

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha (z_1 - z_2) S$$

$$\frac{dz_2}{dt} = \frac{1}{Pc} \frac{dQ}{dt}$$

d'où l'on tire

$$Q = \frac{Pc}{\alpha S} \left(1 - e^{-\frac{\alpha S}{Pc} t}\right) \left(\frac{dQ}{dt}\right)_o$$

et

$$\left|Q\right|_{t_1}^{t_2} = \frac{Pc}{\alpha S} \left(1 - \epsilon^{-\frac{\alpha S}{Pc} t_2}\right) \left(\frac{dQ}{dt}\right)_{t_1}$$

Si l'on envisage les besoins calorifiques pendant la première heure, la deuxième période, pendant laquelle z_1 reste fixe sera de $t_2 = 37,5$ minutes et les besoins calorifiques pendant cette période seront de

$$\left|Q\right|_{t_1}^{t_2} = 23,6 \times (1 - e)^{-0,042 \times 37,5} \quad 17,30 \times 4,18 = 1362 \text{ kj}$$

Pendant cette première heure les pertes extérieures maximum seront de :

$$\frac{\lambda}{e} \times 5 \times (T_{ext} - T_{int}) - \frac{0.03}{0.10} \times 6 \times 75 \times 4,18 = 564,3 \text{ kj}$$

Donc le total des kilojoules à fournir pendant la première heure sera de :

de 0 à t_1	=	957 kj
de t_1 à t_2	=	1.362 kj
pertes ext mx	=	564 kj
		2.883 kj

Si on se contente de $z_1 = 50° C$ on calculerait de même les kilojoules nécessaires pendant la première heure

de 0 à t_1	=	234 kj
de t_1 à t_2	=	836 kj
pertes ext.	=	300 kj
		1.370 kj

C - PROBLÈME DE LA TEMPÉRATURE DE L'AIR AU CONTACT D'UNE PAROI DE DIFFUSIVITÉ NON NÉGLIGEABLE

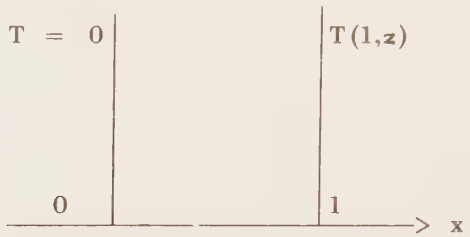
Dans tout ce qui précède on a supposé que les parois de la chambre sont sans inertie thermique, en fait il n'en est rien. On peut donc essayer de se rendre compte de l'importance de cette inertie.

Par exemple, on peut imaginer le problème suivant : Etant donné une paroi d'épaisseur finie, supposée égale à 1 pour simplifier, la température dans toute la paroi étant égale à 0 au temps 0, on applique le long de la face intérieure de surface S, un certain volume d'air à la température $t_o > 0$.

On suppose que toute la chaleur perdue par l'air passe par la face de contact et que la face extérieure est maintenue à la température de 0° C indéfiniment. On cherche la variation de la température de l'air.

NOTATIONS

x	=	abscisse dans la paroi
z	=	temps
a	=	$\frac{\lambda}{c\rho}$ diffusivité
α	=	coefficient de convention air/mur
V	=	volume d'air
S	=	surface de contact air/mur
T (x, z)	=	température à l'intérieur du mur



les phénomènes sont régis par les six équations suivantes :

$$\frac{\delta T}{\delta z} = \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} \quad \text{équation de la chaleur dans la paroi} \qquad (1)$$

$$\frac{dt}{dz} = \frac{A}{B}\left[t - T(1, z)\right] \qquad (2)$$

$$\frac{dt}{dz} = -A\left(\frac{\delta T}{\delta x}\right)_{x=1} \qquad (3)$$

$$T(0, z) = 0 \qquad (4)$$

$$T(x, 0) = 0 \qquad (5)$$

$$t\ (0) = t_0 \qquad (6)$$

en posant $A = \frac{\lambda S}{\rho_A c_A V}$ et $B = \frac{\lambda}{\alpha}$

Cherchons pour (1) des solutions de la forme

$$T(x, z) = \sum_1^{\infty} e^{-a\lambda_n^2 z}(\alpha_n \sin\lambda_n x + \beta_n \cos\lambda_n x)$$

et pour t des solutions de la forme

$$t(z) = \sum_1^{\infty} b_n e^{-a\lambda_n^2 z}$$

la condition (4) entraîne immédiatement

$$\sum_1^{\infty} e^{-a\lambda_n^2 z}\beta_n = 0 \qquad \beta_n = 0$$

En exprimant les équations (2) et (3) on obtient

$$A\,\alpha_n \cos\lambda_n = \lambda_n b_n a \tag{7}$$

$$-\,b_n \lambda_n^2 a = \frac{A}{B}(b_n - \alpha_n \sin\lambda_n) \tag{8}$$

d'où l'on tire

$$\operatorname{tg}\lambda_n = \frac{A}{a\lambda_n} + B\,\lambda_n\,a \tag{9}$$

à l'aide de cette équation nous pouvons maintenant calculer les valeurs de λ_n qui sont racines.

On voit facilement qu'il en existe une dans chaque intervalle 2Π

De même l'équation (5) nous donne immédiatement

$$\sum_1^\infty \alpha_n \sin\lambda_n x = 0 \tag{10}$$

et l'équation (6) conduit à

$$\sum_1^\infty \frac{\alpha_n \cos\lambda_n}{a\,\lambda_n} = \frac{t_o}{A} \tag{11}$$

On voit clairement que l'équation (10) est une combinaison linéaire de fonctions $\sin\lambda_n x$ qui ne sont pas orthogonales.

Dans le but d'exprimer le coefficient α_n nous allons orthogonaliser ces fonctions par le procédé de SCHMIDT.

On forme d'abord les fonctions φ_n suivantes :

$$\varphi_1 = \sin\lambda_1 x$$
$$\varphi_2 = \lambda_2^1 \sin\lambda_1 x + \sin\lambda_2 x$$
$$\varphi_3 = \lambda_3^1 \sin\lambda_1 x + \lambda_3^2 \sin\lambda_2 x + \sin\lambda_3 x$$

On détermine ensuite les coefficients λ_2^1, λ_3^1 etc.. en écrivant que les fonctions $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3 \ldots \varphi_n$ sont orthogonales en prenant comme produit scalaire

$$(\varphi_1, \varphi_2) = \int_0^1 \varphi_1(x)\,\varphi_2(x)\,dx$$

Nos fonctions $\sin\lambda_n x$ peuvent s'écrire en les exprimant en fonction des φ_n , on a

$$\sin\lambda_1 x = \varphi_1$$
$$\sin\lambda_2 x = \varphi_2 - \lambda_2^1 \varphi_1$$
$$\sin\lambda_3 x = \varphi_3 + \lambda_3^2 \varphi_2 - (\lambda_3^1 + \lambda_3^2 \lambda_2^1)\,\varphi_1 \qquad \text{etc..}$$

En exprimant l'équation (10) et en ordonnant par rapport à φ_n il vient

$$\sum_1^{\prime} \varphi_1 \left| \alpha_1 - \alpha_2 \lambda_2^1 - \alpha_3 (\lambda_3^2 \lambda_2^1 + \lambda_3^1) \right| + \varphi_2 \left| \alpha_2 + \alpha_3 \lambda_3^2 + \ldots \right| + \ldots = 0$$

les fonctions φ_n étant orthogonales il suffit pour avoir la valeur de leur coefficient de faire le produit scalaire avec la fonction représentée, en l'occurence égale à 0.

On en tire les valeurs de $\alpha_1 \ldots\ldots \alpha_u$ en tenant compte de la relation (11).

En reportant les valeurs correspondantes de α_u dans (7) on obtient ainsi les valeurs de b_n

Nous avons obtenu avec les valeurs numériques prises dans l'énoncé :

$$\frac{t}{t_o} = 0{,}20\, e^{-a\lambda_1^2 z} + 0{,}79\, e^{-a\lambda_2^2 z}$$

en nous bornant aux deux premiers termes du développement.

Nous avons dressé ci-dessous un tableau des valeurs de t/t_0 calculées pour différentes valeurs de z en secondes.

z	0	2000	4000	6000	12000	18000	24000	40000	60000
t/t_0	1	0,99	0,90	0,87	0,78	0,71	0,67	0,46	0,35

Ce tableau nous a permis de tracer la courbe représentative (figure 18).

On peut également traiter ce problème en utilisant la transformation de LAPLACE.

Avec les mêmes notations, on a les trois équations suivantes :

$$\alpha S \left[t - T(0, z) \right] dz = \rho_A c_A V dt \qquad (1)$$

$$L\,T(x, z) = A\, e^{x\sqrt{\frac{p}{a}}} + B\, e^{-x\sqrt{\frac{p}{a}}} \qquad (2)$$

$$\rho_A c_A V \frac{dt}{dz} = -\lambda S \left[\frac{\delta T(x, z)}{\delta x} \right]_{x=o} \qquad (3)$$

Les conditions aux limites nous font écrire pour $x = 1$,

$T(x, z) = 0$ d'où il vient :

$$A\, e^{\sqrt{\frac{p}{a}}} + B\, e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}} = 0 \qquad (4)$$

En décrivant (2) il vient

$$L\left[\frac{\delta T(x, z)}{\delta x} \right]_{x=0} = A\sqrt{\frac{p}{a}} - B\sqrt{\frac{p}{a}} \qquad (5)$$

La transformée de (3) s'écrit

$$L\left[\frac{\delta T(x, z)}{\delta x} \right]_{x=0} = -\frac{\rho_A c_A V}{\lambda S} \left[pLt - t(0) \right] \qquad (6)$$

Portons les valeurs tirées de (4) et de (6) dans (5), il vient

$$-\frac{\rho_A c_A V}{\lambda S} \left[pLt - t(0) \right] = A\sqrt{\frac{p}{a}} \left(1 + e^{2\sqrt{\frac{p}{a}}} \right) \qquad (7)$$

D'autre part la transformée de (1) nous donne :

$$LT(0, z) = \left(1 - \frac{\rho_A c_A V_\rho}{\alpha S} \right) Lt + \frac{\rho_A c_A V}{\alpha S} t(0) \qquad (8)$$

et pour $x = o$ (2) fournit $LT(0, z) = A + B$

d'où $$A + B = \left(1 - \frac{\rho_A c_A V}{\alpha S} p\right) Lt + \frac{\rho_A c_A V}{\alpha S} t(0) \qquad (9)$$

Il s'agit maintenant de remplacer A et B par leurs valeurs, de (4) on tire

$$B = -A e^{2\sqrt{\frac{p}{a}}}, \qquad A + B = A\left(1 - e^{2\sqrt{\frac{p}{a}}}\right)$$

D'après (7) il vient

$$A + B = A\left(1 - e^{2\sqrt{\frac{p}{a}}}\right) = -\frac{\rho_A c_A V}{\lambda S}\left[\, pLt - t(0)\right] \sqrt{\frac{a}{p}}\, \frac{e^{\sqrt{\frac{p}{a}}} - e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}}}{e^{\sqrt{\frac{p}{a}}} + e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}}}$$

En égalant avec (9), on obtient finalement

$$\left(1 - \frac{\rho_A c_A V}{\alpha S} p\right) Lt + \frac{\rho_A c_A}{\alpha S} Vt(0) + \frac{\rho_A c_A V}{\lambda S}\left[\, pLt - t(0)\,\right] \sqrt{\frac{a}{p}}\, \frac{e^{\sqrt{\frac{p}{a}}} - e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}}}{e^{\sqrt{\frac{p}{a}}} + e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}}} = 0$$

$$Lt\left[1 - \frac{\rho_A c_A V}{\alpha S} p + \frac{\rho_A c_A V}{\lambda S} p \sqrt{\frac{a}{p}} \frac{e^{\sqrt{\frac{p}{a}}} - e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}}}{e^{\sqrt{\frac{p}{a}}} + e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}}} + \frac{\rho_A c_A V}{\alpha S} t(0) - \frac{\rho_A c_A V}{\lambda S} t(0) \sqrt{\frac{a}{p}} \frac{e^{\sqrt{\frac{p}{a}}} - e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}}}{e^{\sqrt{\frac{p}{a}}} + e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}}} = 0\right.$$

Posons $$\frac{\rho_A c_A V}{\alpha S} = A \qquad \frac{\rho_A c_A V}{\lambda S} = B$$

Il vient $$Lt\left[\, 1 + p\left(A + B\sqrt{\frac{p}{a}} th \sqrt{\frac{p}{a}}\right)\right] + t(0)\left[\, A + B\sqrt{\frac{p}{a}} th \sqrt{\frac{p}{a}}\right] = 0$$

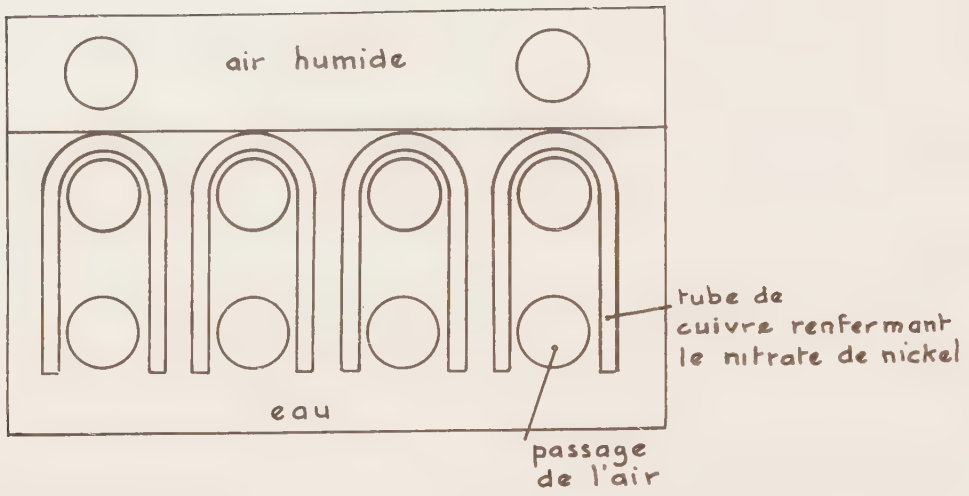
Finalement $$Lt = \frac{t(0)}{p}\left[1 - \frac{1}{1 - p\left(A + B\sqrt{\frac{p}{a}} th \sqrt{\frac{p}{a}}\right)}\right]$$

On a ainsi obtenu la transformée de t ce qui peut servir soit à retrouver t par la transformation de Mellin Fourrier, soit directement, dans les problèmes posés par la régulation pour l'obtention de la fonction de transfert du système.

2 - CALCUL DU STOCKEUR DE CALORIES

A - CALCUL DES DIMENSIONS DE L'ÉCHANGEUR

Nous avons effectué les calculs de l'échangeur de chaleur, constitué par le bac plein d'eau et de substance stockeur de chaleur et les tubes de cuivre parcourus par l'air qui doit s'échauffer, suivant le croquis (figure 19).



stockeur de chaleur

coupe: côté condenseur

Figure 19

NOTATIONS

T_o	température de l'eau chaude $t_p + 5 < T_o < 60°C$
t_o	température de l'air à la sortie de la chambre et à l'entrée du stockeur
t_p	température programmée
t_e	température à l'entrée de la chambre et à la sortie du stockeur
c	chaleur spécifique de l'air 1 003 j/kg/°C
β	1, pas de pertes extérieures pour l'air
p	débit poids 0,043 kg/s

vitesse de l'air dans le tube 16,5 m/s.

D'après les résultats obtenus dans la théorie des échangeurs que nous ne rappellerons pas ici, on a pour la température finale de l'air

$$t_e = T_o - (T_o - t_o)\, e^{-m_2'' S}$$

avec $m_2'' = \dfrac{q}{\beta p c}$

p étant le débit poids et q le coefficient global de transmission

on a $1/q = 1/k + 1/k' + e/\lambda$

Il s'agit de la transmission à travers le tube de cuivre de ϕ = 50 mm et de 1 mm d'épaisseur.

On a donc $e/\lambda = \dfrac{0.001}{377}$

Nous prendrons comme coefficient de convection air/cuivre $1/k = 1/55$. En effet d'après la formule

$$\alpha = (2 + 10\sqrt{16})\,1{,}1 \sim 46\ \text{W/m}^2/^\circ\text{C}$$

D'autre part, d'après TEN BOSCH

$$\alpha = 3{,}37\ F(\theta, tm)\ \frac{P^{0,75}}{d^{1,75}} \sim 66\ \text{W/m}^2/^\circ\text{C}$$

$$F(\theta, t_m) = 1{,}15$$

$$p = 0{,}043\ \text{kg/s}$$

$$d = 0{,}05\ \text{m}$$

Nous avons pris $\alpha = 55$ W/m2/° C.

Comme coefficient de convection eau/cuivre nous prendrons k' = 330.

Finalement, il vient $q \sim 47\ \text{W/m}^2/^\circ\text{C}$

et $m''_2 = \dfrac{47}{0{,}24 \times 156} \sim 1{,}25$

Comme on désire que pour satisfaire à peu près à la norme allemande

$$t_e - t_o \leqslant 2{,}3 \qquad (1)$$

D'autre part la régulation impose

$$\left| t_p - t_o \right| < 1 \qquad (2)$$

et l'on maintient T_o tel que

$$T_o - t_p \geqslant 5 \qquad (3)$$

on veut aussi que

$$t_e \geqslant t_p \qquad (4)$$

On peut alors envisager deux cas :

1er cas $t_p < t_o$

On a

$$T_o - t_p \geqslant 5$$

$$t_p - t_o > -1 \quad \text{d'où} \quad T_o - t_o \geqslant 4$$

mais

$$t_e = T_o - (T_o - t_o)\, e^{-m''_2 S}$$

$$t_e - t_o = (T_o - t_o)\,(1 - e^{-m''_2 s})$$

Pour $S \neq \infty$

$t_e - t_o > 0$ $\quad t_e > t_o$ est toujours réalisé et entraîne $t_e > t_p$.

Pour que $t_e - t_o < 2{,}3$, il faut que

$$1 - e^{-m''_2 S} \leqslant \frac{2{,}3}{T_o - t_o}$$

mais $T_o - t_o < 40$,

donc il faut que $1 - e^{-m''_2 S} \leqslant \frac{2,3}{40}$

$$e^{-m''_2 S} \geqslant 1 - \frac{2,3}{40} \geqslant 0,94$$

Dans ces conditions il n'y aura pas de marche continue, la régulation coupera le passage dans la canalisation de cuivre au bout d'un certain temps.

· **2e cas** $t_p > t_o$ $t_p - t_o < 1$

Pour que $t_e > t_p$ il faut que

$$T_o - (T_o - t_o)\, e^{m''_2 S} > t_p$$

$$(T_o - t_o)\left(1 - e^{-m''_2 S}\right) > t_p - t_o \; T_o - t_o > 4$$

$$1 - e^{-m''_2 S} > \frac{t_p - t_o}{T_o - t_o} > \frac{1}{4}, \; e^{-m''_2 S} \leqslant 0,75$$

ce qui entraîne dans ces conditions $l \geqslant 1,6$ m longueur du tube de cuivre de Ø 50

Notre stockeur sera donc composé d'un bac contenant des tubes de cuivre pour l'échange air/eau et autour de ces tubes seront disposés (suivant la figure 19) des tubes contenant eux-mêmes la substance destinée à stocker l'énergie sous forme de chaleur de fusion.

C'est la disposition que nous avons adoptée pour notre prototype mais on peut aussi concevoir un bac recevant directement la substance fusible et parcouru par des tubes contenant d'une part l'air et d'autre part l'eau.

De toutes manières, nous allons exposer ci-après un calcul des dimensions optimales à donner à ce stockeur dans le cas de notre prototype.

B - CALCUL DES DIMENSIONS OPTIMALES DU STOCKEUR DE CHALEUR

1 - Pertes de chaleur du stockeur

On supposera qu'il est cubique de côté a et isolé par une épaisseur de 10 cm de polystyrène expansé, l'eau à l'intérieur étant à une température moyenne de 60° C, l'extérieur a une température moyenne de 20° C.

Dans ce cas les pertes calorifiques seront de :

$$6 \times 0,3 \times a^2 \times 40 = 79\, a^2 \quad \text{watts}$$

2 - Capacité calorifique du stockeur

La différence de température de l'eau étant de 15° C. Pour tenir compte de la place occupée par les tuyaux où passe l'air, du vide au-dessus de l'eau et de la substance fusible on prend la capacité égale à

$$4,18 \times 10^3 \times 20 \times a^3_m \text{ kj}$$

3 - Pertes occasionnées par la mise en régime du système à chaque démarrage

On l'estime dans le cas du prototype à 209 kj.

Il faut calculer les pertes en fonction de la capacité du stockeur.

Les besoins s'établissent comme suit :

perte maximum du stockeur ..... 79 watts
perte de la chambre .....140 watts
élévation de température du matériel entreposé de 0 à 600 watts

total ..... de 230 à 830 watts

Si la puissance calorifique du condenseur est de 1 980 watts la surproduction calorifique sera de S

$$1150 < S < 1750 \text{ watts}$$

Si le temps de marche est M , la chaleur stockée sera C tel que

$$1150\ M < C < 1750\ M$$

et le temps d'arrêt A sera de même en envisageant les cas extrêmes :

$$1150/830\ M < A < 1750/230\ M$$

$$1,3\ M < A < 7,6\ M$$

Dans ce cas les pertes occasionnées par les mises en marche P en fonction du temps de marche seront

$$P = \frac{209 \text{ kj}}{M + A} \quad \text{tel que} \quad \frac{209 \text{ kj}}{2,3\ M} > P > \frac{209 \text{ kj}}{8,6\ M}$$

Egalons la capacité du stockeur en fonction des dimensions à son expression en fonction du temps de marche on aura

$$1150\ M < C = 10^3 \times 20 \times a^3 \times 4,18 < 1750\ M$$

d'où $$47\ a^3 < M < 72\ a^3$$

Comme on a une relation entre les pertes occasionnées par les mises en marche P en fonction du temps de marche M , on peut les avoir en fonction des dimensions :

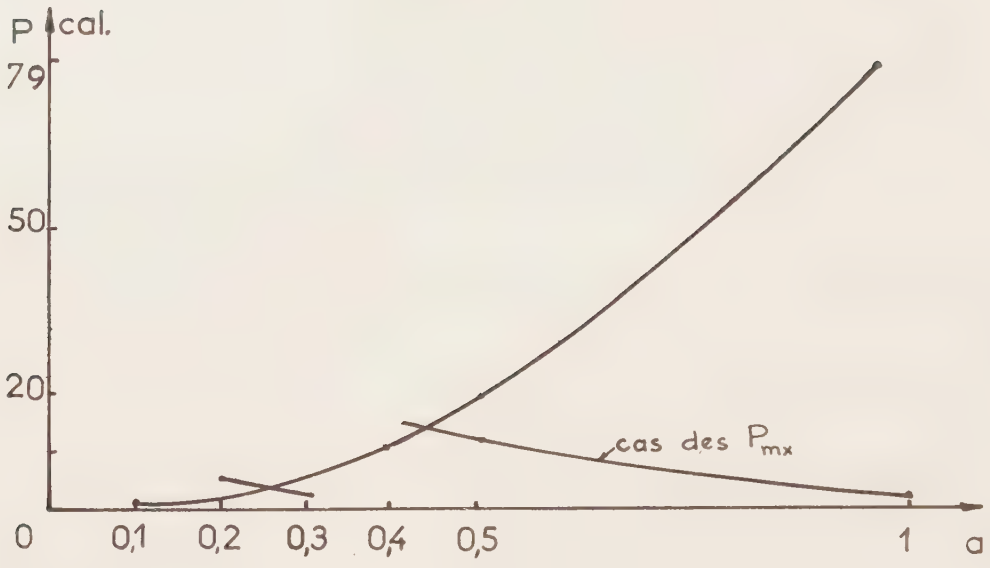
$$\frac{209}{108\ a^3} > P > \frac{209}{547\ a^3}$$

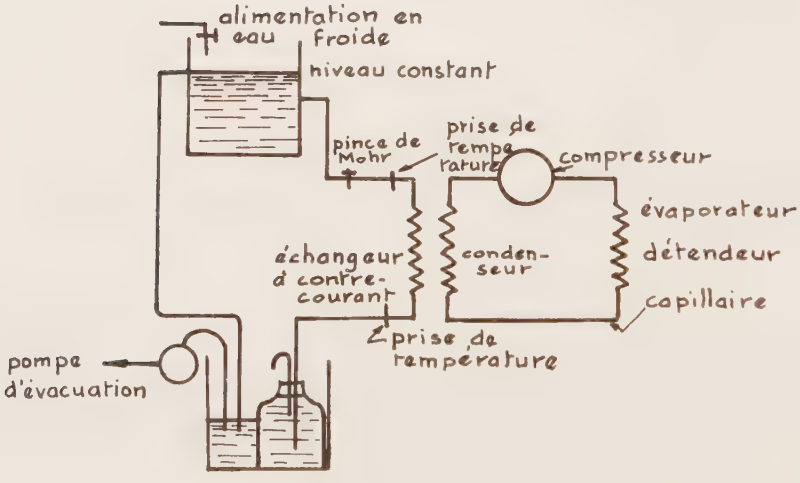
$$Pmax \leqslant 1,9 \quad 1/a^3$$

On peut maintenant représenter sur un même graphique les deux courbes P représentant les pertes occasionnées par les démarrages successifs et les pertes calorifiques du stockeur 79 a^2. Les deux courbes croissant dans des sens contraires, l'intersection nous donnera un optimum pour a. Il est de l'ordre de 0,45 m (Figure 20).

3 - STOCKEUR DE FROID

Il est calqué sur le modèle du stockeur de chaleur dont il ne diffère que par le fait que l'air qui y accède se refroidit en solidifiant au passage, au besoin, une substance dont la chaleur de fusion est utilisée pour le stockage.





dispositif de mesure de la puissance calorifique au condenseur

Figure 20

On prévoiera néanmoins un trop-plein pour l'évacuation de l'eau de condensation dans le circuit. En effet l'air humide à certains moments pourra se condenser à l'intérieur du tuyau de l'échangeur froid.

4 - GROUPE COMPRESSEUR

Nous avons été amené après divers essais à choisir un groupe totalement hermétique d'une puissance de 750 W.

Ce groupe initialement prévu pour être chargé au fréon 22 a été chargé par nos soins en fréon 12. Etant donné les températures auxquelles nous travaillons au condenseur, les pressions auraient été trop élevées avec le fréon 22.

Ce groupe est couplé avec un évaporateur de 2 200 watts en circuit avec un échangeur à contre-courant qui devra communiquer soit avec le stockeur de frigories, soit avec le stockeur de calories pouvant réchauffer l'évaporateur.

Enfin le condenseur est formé d'un échangeur à contre-courant en tube de cuivre qu'une pompe à circulation fait communiquer avec ce bac stockeur de calories.

III - PARTIE EXPÉRIMENTALE - RÉALISATION

1 - La cuve
2 - Le stockeur de chaleur
3 - Essais effectués en vue de déterminer le coefficient d'effet thermique
4 - Résultats obtenus
Conclusion

1 - LA CUVE

Elle a été réalisée en polyester armé de fibre de verre isolée avec 10 cm de polystyrène expansé, entre les deux on a intercallé et collé une feuille d'aluminium de 3/10 mm d'épaisseur pour réaliser l'étanchéité que le polyester ne suffisait pas à assurer.

Un couvercle a été prévu dans le même matériau, et muni de deux joints d'étanchéité et d'un mode de fixation que l'on applique contre l'ouverture de 1 x 1 m.

L'air pulsé par un ventilateur de circulation arrive par une ouverture pratiquée en haut de la cuve et sort par le bas par une autre ouverture.

2 - LE STOCKEUR DE CHALEUR

Il est constitué par une cuve métallique cubique de 0,40 de côté traversé par les tubes de cuivre de Ø 50 parcouru par l'air.

Autour de ces tubes sont disposés les tubes enroulés contenant la substance dans laquelle sera stockée la chaleur.

Nous avons choisi le nitrate de nickel hydraté qui fond à 56° C et à une chaleur de fusion élevée. Les tubes de cuivre dans lesquels cette substance a été introduite fondue ont ensuite été scellés pour éviter les rentrées d'eau.

La cuve du stockeur a ensuite été remplie d'eau de manière que les tubes contenant le nitrate de nickel soient complètement immergés.

3 - ESSAIS EFFECTUÉS EN VUE DE DÉTERMINER LE COEFFICIENT D'EFFET THERMIQUE

On a utilisé en vue d'obtenir le coefficient d'effet thermique le même matériel que nous venons de décrire, sans le stockeur de chaleur, en établissant une circulation d'eau dont nous faisions varier le débit dans le condenseur pour différentes températures de l'air à l'évaporateur.

On notait le débit d'eau, la température de l'eau à l'entrée et à la sortie du condenseur, la puissance électrique consommée, lue au wattmètre. On en déduit ainsi la puissance calorifique produite à différentes allures ainsi que l'énergie consommée et le coefficient d'effet thermique.

Le réglage de la circulation d'eau au condenseur se faisait en établissant un dispositif à niveau constant, un dispositif à écoulement constant sur lequel une pince de Mohr nous servait à régler le débit.

Les résultats suivants ont été obtenus.

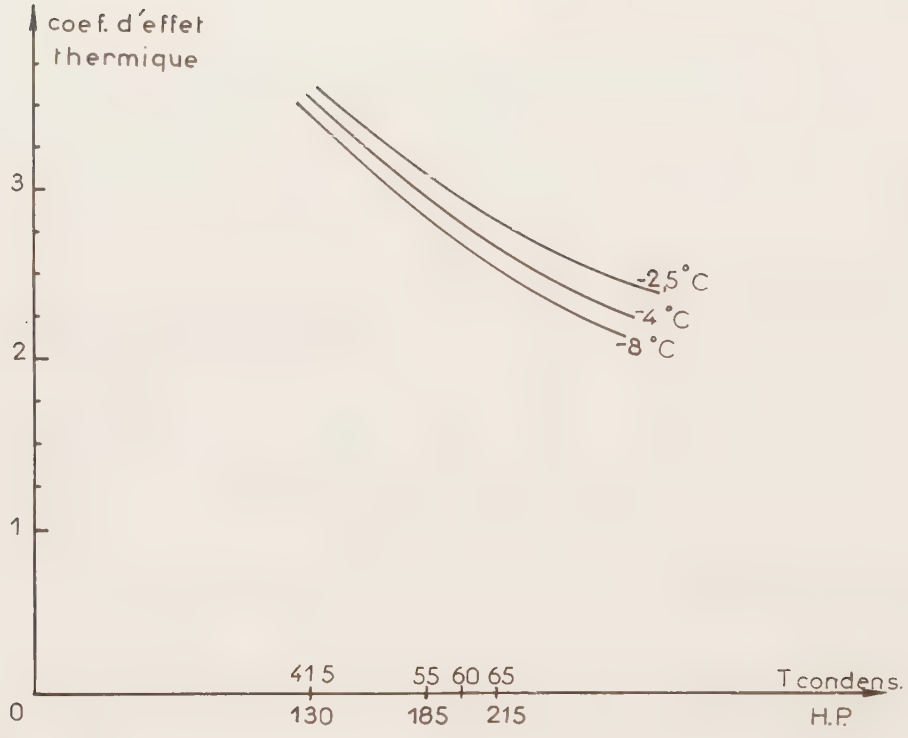
4 - RÉSULTATS OBTENUS

Coefficients d'effet thermique obtenus avec un groupe hermétique 3/4 CV au F 12 avec moteur monophasé

t condensat.	t évaporat.	t eau		Δ t	Débit en s/h	PC en W	W consomm.	ρ	t de l'air
		e	S						
40	1	17,5	35	17,5	81	1 605	726	2,21	13,5
54,5	- 3	34	51	17	40,8	798	699	1,14	5
58	- 2	31	52	21	30	729	699	1,04	5
54,5	- 3	36	52	16	40,8	754	673	1,12	5
57	- 2,5	37,5	54	16,5	40,8	754	686	1,10	5
59,5	9	23	57	34	51,6	2031	785	2,58	18
60,5	10	36	58	22	84	2140	831	2,57	18,8
60,5	10	30	58,5	28,5	63,6	2076	844	2,46	18,8
63	3,5	20,5	60	39,5	16,2	736	679	1,08	7
67	11,5	19,5	64	44,5	21	1081	818	1,32	16,8
67	12,5	19,5	66	46,5	24,6	1323	844	1,56	19
70,5	13	17,5	67	49,5	25,8	1476	792	1,86	18,5
70,5	13	18,8	67,5	48,7	27	1523	851	1,78	18,5
72	13,5	18,8	70	51,2	23,4	1326	858	1,54	18,5
73	14	28	70	42	27	1313	871	1,50	18,5

Coefficients d'effet thermique obtenus avec un groupe hermétique 1 CV au F 12 moteur triphasé et courbes correspondantes

t condensat.	t évaporat.	t eau		Δ t	Débit en e/h	PC en W	W consomm.	ρ	t de l'air
		e	S						
42	- 2,5	16	41,2	25,2	90	2670	760	3,45	20
51	- 2,5	15	48	33	61	2334	734	3,17	20
60	- 2,5	16	58	42	48,6	2365	815	2,9	19
41,5	- 4	15,9	38,7	22,8	96	2532	715	3,5	19
60,5	- 4	14,8	58,2	43,4	45,8	2299	722	2,75	19
46,5	- 8	15	40,3	25,3	85	2491	765	3,25	12
55	- 8	15	51	37	48,6	2088	730	2,8	12
62	- 8	14,3	59,5	45,2	36,9	1929	755	2,55	12



coef. d'effet thermique en fonction des températures de l'air et du condenseur.

Figure 21

CONCLUSION

Ainsi, nous pensons avoir montré, tout d'abord, l'intérêt général que présentent les essais portant sur différents matériaux placés dans une atmosphère qui reproduit fidèlement les différents climats rencontrés dans la nature.

On peut de cette manière étudier le comportement de ces matériaux en bloc ou étudier l'influence de chaque facteur particulier du climat, en évitant les frais de déplacement, l'incertitude des résultats ou les pertes de temps.

Il convient d'insister particulièrement sur la nécessité de reproduire les variations des différents facteurs qui constituent le climat, l'action de ces variations sur le matériel étant décisive alors que l'action des mêmes facteurs de façon continue ne peut donner que de faibles indications sur le comportement véritable du matériel.

Les enceintes dans lesquelles sont reproduits les divers climats se révèlent alors être des outils très utiles pour l'industriel désireux de mettre au point une fabrication ou pour l'utilisateur qui veut connaitre le comportement du matériel qu'il doit acheter.

De telles enceintes doivent être à même de reproduire les principaux climats les plus nocifs pour le matériel. Nous avons montré qu'elles pouvaient être construites comme celles du laboratoire de St-Cyr en s'inspirant des installations de conditionnement d'air classiques en utilisant le chauffage électrique par résistance mais qu'on pouvait également et d'une manière beaucoup plus économique d'exploitation, utiliser le chauffage thermodynamique ou chauffage par pompe à chaleur dont nous avons rappelé le fonctionnement, en utilisant l'air extérieur comme source de chaleur. Outre que celui-ci permet une production de chaleur avec une consommation bien moindre d'énergie il permet d'avoir simultanément une source froide à basse température, nécessaire de toute façon pour satisfaire aux baisses de température rencontrées dans le cycle climatique ainsi qu'aux condensations nécessaires à l'abaissement de l'humidité demandé à certaines périodes de ce même cycle.

D'autre part, nous avons envisagé pour pallier à certains inconvénients du système de stocker la chaleur et le froid produit sous forme de chaleur latente de fusion dans un solide approprié. On peut ainsi s'arranger pour stocker la chaleur au moment de la journée où l'air extérieur est à la température la plus élevée.

Nous avons relevé dans la littérature des coefficients de performance d'installations réeiles de pompes à chaleur de différentes importances et de niveaux calorifiques divers qui nous font penser qu'une installation du type prévu serait tout à fait viable et d'un intérêt économique certain.

Enfin nous avons réalisé un prototype d'étude à échelle réduite chauffée par pompe à chaleur et fait des mesures de coefficient d'effet thermique sur cet ensemble.

Ainsi que nous avons pu le constater l'ensemble marche parfaitement bien et les coefficients d'effet thermique sont encourageants.

On remarquera dans le tableau annexé que tous ces coefficients d'effet thermique mesurés se placent au-dessous de ceux que nous avons signalés auparavant.

Il faut considérer que ceux-ci concernaient des groupes de près de 1 000 kw. Il n'est donc pas étonnant que les coefficients mesurés avec des groupes bien plus petits soient inférieurs.

Nous remarquons cependant que le coefficient reste toujours supérieur à 1, c'est-à dire que le chauffage par pompe à chaleur est, dans le cas qui nous intéresse, toujours plus avantageux que le chauffage par résistance.

Ce coefficient dépasse 3 pour les derniers résultats obtenus après tous les essais de mise au point de la charge, du moteur, etc..

Nous pensons qu'une installation dix fois plus puissante, permettant de réaliser des cellules d'une capacité analogue à celle des chambres du laboratoire de St-Cyr, aurait un coefficient encore meilleur et qu'on peut escompter une division par 2,5 ou 3 des dépenses moyennes d'énergie de l'installation existante.

Enfin il est bien certain que pour des installations encore plus puissantes, du type phytotron ou autre, les principes restent encore applicables et que le coefficient d'effet thermique serait encore amélioré, surtout si on utilise conjointement une chambre à climat froid comme c'est assez souvent le cas.

Nous espérons, tout au moins, avoir l'occasion de réaliser la transformation de l'installation de St-Cyr en une installation plus moderne, mettant en application une technique plus avancée et plus satisfaisante au point de vue économique.